

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-107854

(43)Date of publication of application : 17.04.2001

(51)Int.Cl.

F04B 27/14

F04B 49/06

F25B 1/00

(21)Application number : 11-331874

(71)Applicant : TOYOTA AUTOM LOOM WORKS LTD

(22)Date of filing : 22.11.1999

(72)Inventor : KAWAGUCHI MASAHIRO

OTA MASAKI

MIZUFUJI TAKESHI

MATSUBARA AKIRA

ATAYA HIROSHI

(30)Priority

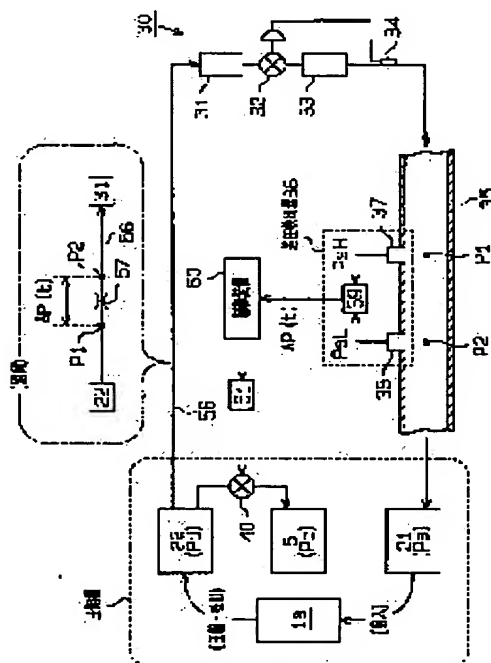
Priority number : 11221673 Priority date : 04.08.1999 Priority country : JP

## (54) CONTROL METHOD FOR AIR CONDITIONER AND CAPACITY VARIABLE COMPRESSOR, AND CONTROL VALUE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a capacity variable compressor for attempt compatibility between control of a normal discharge capacity for holding stability of a room temperature and quick decrease in a discharge capacity for an emergency evacuation at the time of emergency.

SOLUTION: A differential pressure detector 36 detects differential pressure  $\Delta P(t)$  between two of pressure supervisory points P1, P2 which are set in a refrigerant circulating circuit for presuming as an index of a refrigerant discharge capacity of a compressor. A control device 60 calculates a setting differential pressure of a control target value on the based of an outer information such as a temperature and the like detected by a temperature sensor. An electric current carrying to a solenoid coil of a control valve 40 regulates a discharge capacity of a compressor by means of a feed-back controlling so as to approach a measured differential pressure to the setting differential pressure at a normal time. Otherwise, an electric current carrying to the control valve 40 is controlled till a discharge capacity becomes the minimum level by interrupting the feed-back control at the time of emergency when a temporal decrease of a compressor load torque is required for decreasing a load of a driving source.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

16.09.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of

rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (JP)

## (12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開 2001-107854

(P 2001-107854 A)

(43) 公開日 平成13年4月17日 (2001. 4. 17)

(51) Int. Cl. 7	識別記号	F I	テ-マ-ド (参考)
F 0 4 B	27/14	F 0 4 B 49/06	3 4 1 A 3H045
	49/06	F 2 5 B 1/00	3 6 1 C 3H076
F 2 5 B	1/00		3 7 1 Z
	3 7 1	F 0 4 B 27/08	S

審査請求 未請求 請求項の数 2 1

O L

(全 3 4 頁)

(21) 出願番号 特願平11-331874

(22) 出願日 平成11年11月22日 (1999. 11. 22)

(31) 優先権主張番号 特願平11-221673

(32) 優先日 平成11年8月4日 (1999. 8. 4)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000003218

株式会社豊田自動織機製作所

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

(72) 発明者 川口 真広

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社

豊田自動織機製作所内

(72) 発明者 太田 雅樹

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社

豊田自動織機製作所内

(74) 代理人 100068755

弁理士 恩田 博宣 (外1名)

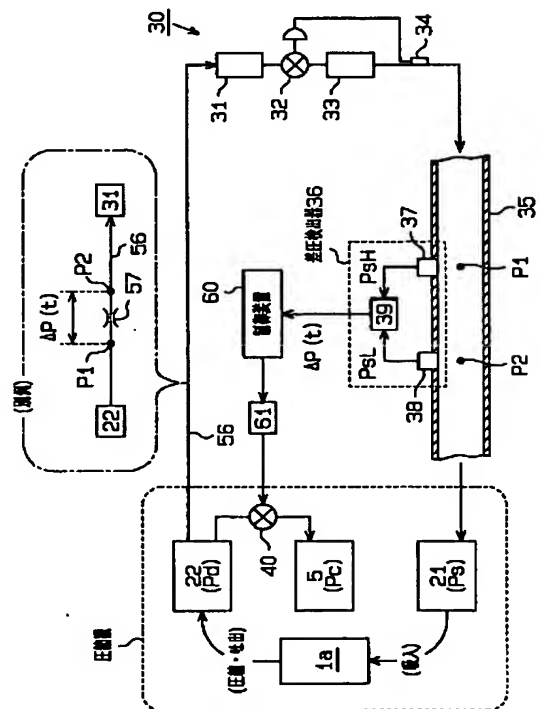
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 空調装置並びに容量可変型圧縮機の制御方法及び制御弁

(57) 【要約】

【課題】 容量可変型圧縮機で、室温の安定維持を図るための通常の吐出容量制御と、非常時における緊急避難的な吐出容量の迅速な低下とを両立させる。

【解決手段】 差圧検出器 36 は、圧縮機の冷媒吐出容量を推し量る指標として冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点 P1、P2 間の差圧  $\Delta P(t)$  を検出する。制御装置 60 は、温度センサの検出温度等の外部情報に基づいて制御目標値たる設定差圧を演算する。そして、通常時には実測差圧を前記設定差圧に近づけるべく、制御弁 40 のソレノイドコイルへの通電をフィードバック制御することで圧縮機の吐出容量を調節する。他方、駆動源の負担減のために圧縮機負荷トルクの一時的な低減が求められる非常時には、前記フィードバック制御を中断して吐出容量が最小化する方向に制御弁 40 への通電を制御する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 凝縮器、減圧装置、蒸発器及び容量可変型圧縮機からなる冷媒循環回路を備えた空調装置であつて、

前記圧縮機の冷媒吐出容量を推し量る指標として前記冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点間の差圧を電氣的又は機械的に検出する差圧検出手段と、

前記差圧検出手段によって検出された差圧に基づいて前記圧縮機の吐出容量を制御する吐出容量制御手段とを備えたことを特徴とする空調装置。

【請求項 2】 前記差圧以外の種々の外部情報を検知する外部情報検知手段を更に備えてなり、  
前記吐出容量制御手段は、前記外部情報検知手段から提供される外部情報に基づいて制御目標値たる設定差圧を決定すると共に、その設定差圧に前記差圧検出手段によって検出された差圧が近づくように前記圧縮機の吐出容量をフィードバック制御することを特徴とする請求項 1 に記載の空調装置。

【請求項 3】 前記容量可変型圧縮機は、カムプレートを受容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能なタイプであり、  
前記吐出容量制御手段は、  
外部からの制御によって弁開度調節可能な前記クランク室の内圧を調節するための制御弁と、  
前記差圧検出手段及び前記外部情報検知手段と電氣的に接続されて前記制御弁の弁開度を制御する制御装置とから構成されることを特徴とする請求項 2 に記載の空調装置。

【請求項 4】 前記容量可変型圧縮機は、カムプレートを受容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能なタイプであり、  
前記吐出容量制御手段は、  
前記二つの圧力監視点間の差圧を機械的に検出する前記差圧検出手段を内蔵しその検出差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能であり且つその自律的な弁開度調節動作の基準となる設定差圧を外部からの制御によって変更可能な前記クランク室の内圧を調節するための制御弁と、  
前記外部情報検知手段と電氣的に接続されて前記制御弁の設定差圧を可変設定する制御装置とから構成されることを特徴とする請求項 2 に記載の空調装置。

【請求項 5】 前記二つの圧力監視点は、前記蒸発器と前記圧縮機の吸入圧領域とを結ぶ冷媒循環経路に設定されていることを特徴とする請求項 1～4 のいずれか一項に記載の空調装置。

【請求項 6】 前記二つの圧力監視点は、前記圧縮機の吐出圧領域と前記凝縮器とを結ぶ冷媒循環経路に設定されていることを特徴とする請求項 1～4 のいずれか一項に記載の空調装置。

【請求項 7】 前記二つの圧力監視点は、圧縮機内部の冷媒循環経路に設定されていることを特徴とする請求項

1～4 のいずれか一項に記載の空調装置。

【請求項 8】 前記圧縮機はシリンダボア内にピストンを往復動可能に収容するレシプロピストン式圧縮機であり、蒸発器と圧縮機の吸入圧領域とを結ぶ冷媒循環経路に設定された二つの圧力監視点は、前記圧縮機の吸入室内と、吸入行程にあるシリンダボア内とにそれぞれ存在することを特徴とする請求項 5 に記載の空調装置。

【請求項 9】 前記吐出容量制御手段は、外部情報に基づいて通常時又は非常時の判定を行う機能を備え、非常時には前記フィードバック制御を中断して前記設定差圧にかかわらず圧縮機の吐出容量を強制的に所定容量に制御することを特徴とする請求項 2～8 のいずれか一項に記載の空調装置。

【請求項 10】 前記外部情報検知手段は少なくとも、室内温度と相関性のある温度情報を得るための温度センサと、所望温度を設定するための温度設定器とを備えており、前記吐出容量制御手段は、前記温度センサの検出温度と前記温度設定器の設定温度との比較結果に基づいて前記設定差圧を決定することを特徴とする請求項 2～9 のいずれか一項に記載の空調装置。

【請求項 11】 前記外部情報検知手段は少なくとも、車輛のアクセル開度を検知するアクセル開度センサを備え、前記吐出容量制御手段は、少なくとも前記アクセル開度センサの検知アクセル開度に基づいて車輛が高負荷状態又は加速状態の非常時にあるか否かを判定すると共に、高負荷時又は加速時には前記フィードバック制御を中断して圧縮機の吐出容量を強制的に最小化することを特徴とする請求項 2～10 のいずれか一項に記載の空調装置。

【請求項 12】 前記外部情報検知手段は少なくとも、車輛のアクセル開度を検知するアクセル開度センサを備え、前記吐出容量制御手段は、少なくとも前記アクセル開度センサの検知アクセル開度に基づいて車輛が空走・減速状態の非常時にあるか否かを判定すると共に、空走・減速時には前記フィードバック制御を中断して圧縮機の吐出容量を強制的に最大化することを特徴とする請求項 2～10 のいずれか一項に記載の空調装置。

【請求項 13】 前記吐出容量制御手段は、非常時において一旦最小化又は最大化された吐出容量を、予め定められた復帰パターンに従って最小化又は最大化する前の吐出容量に復帰させる圧縮機吐出容量の戻し制御を行うことを特徴とする請求項 11 又は 12 に記載の空調装置。

【請求項 14】 前記冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点間には、当該二つの圧力監視点間での差圧を顕在化させるための差圧顕在化手段が配設されていることを特徴とする請求項 1～13 のいずれか一項に記載の空調装置。

【請求項 15】 車輛用空調装置の冷媒循環回路に組み込まれる容量可変型圧縮機における吐出容量の制御方法

であって、

車輛が通常運転モードにあるときには、前記冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点間の差圧が、室内温度と相関性のある物理量に基づいて決定される制御目標値たる設定差圧に近づくように当該圧縮機の吐出容量をフィードバック制御し、

車輛が非常時運転モードにあるときには、前記フィードバック制御を中断して当該圧縮機の吐出容量を強制的に所定容量に制御することを特徴とする容量可変型圧縮機の制御方法。

【請求項 16】 カムプレートを受容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能な容量可変型圧縮機に用いられる制御弁であって、

圧縮機の吐出圧領域とクランク室とをつなぐ給気通路又は圧縮機の吸入圧領域とクランク室とをつなぐ抽気通路の一部を構成すべくバルブハウジング内に区画された弁室と、

前記弁室内に移動可能に設けられ該弁室内での位置に応じて前記給気通路又は抽気通路の開度を調節する弁体と、

冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点間の差圧を検出すると共にその差圧に基づく力を前記弁体に及ぼして弁室内での弁体の位置決めに関与する差圧検出手段と、

少なくとも前記差圧検出手段に対し作動連結可能に設けられ、当該差圧検出手段による弁体の位置決め動作の基準となる設定差圧を外部からの制御により変更可能とする設定差圧変更アクチュエータとを備えてなることを特徴とする容量可変型圧縮機の制御弁。

【請求項 17】 前記差圧検出手段は、前記バルブハウジング内に区画された感圧室と、前記感圧室内を二つの圧力室に区画すると共に該バルブハウジングの軸方向に変位可能な状態で前記弁体と作動連結された区画部材を備えており、前記二つの圧力室には前記二つの圧力監視点での圧力がそれぞれ導かれることを特徴とする請求項 16 に記載の容量可変型圧縮機の制御弁。

【請求項 18】 前記区画部材はバルブハウジングの軸方向に移動可能な可動壁であることを特徴とする請求項 17 に記載の容量可変型圧縮機の制御弁。

【請求項 19】 前記容量可変型圧縮機はシリンダボア内にピストンを往復動可能に収容したレシプロピストン式圧縮機であり、前記二つの圧力監視点は、前記レシプロピストン式圧縮機の吸入室と、吸入行程にあるシリンダボアとにそれぞれ設定されていることを特徴とする請求項 16～18 のいずれか一項に記載の容量可変型圧縮機の制御弁。

【請求項 20】 前記設定差圧変更アクチュエータは、外部からの通電制御により電磁付勢力を変化させるソレノイド部を有することを特徴とする請求項 16～19 のいずれか一項に記載の容量可変型圧縮機の制御弁。

【請求項 21】 前記ソレノイド部への非通電時には、クランク室の内圧が増大する方向に前記弁体を位置決めする初期化手段を更に備えてなることを特徴とする請求項 20 に記載の容量可変型圧縮機の制御弁。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、凝縮器、減圧装置、蒸発器及び容量可変型圧縮機からなる冷媒循環回路を備えた空調装置に関する。特に容量可変型圧縮機における吐出容量の制御方法及び容量可変型圧縮機に用いられる制御弁に関する。

【0002】

【従来の技術】一般に車輛用空調装置の冷房回路は、凝縮器（コンデンサ）、減圧装置としての膨張弁、蒸発器（エバポレータ）及び圧縮機を備えている。圧縮機は蒸発器からの冷媒ガスを吸入して圧縮し、その圧縮ガスを凝縮器に向けて吐出する。蒸発器は冷房回路を流れる冷媒と車室内空気との熱交換を行う。熱負荷又は冷房負荷の大きさに応じて、蒸発器周辺を通過する空気の熱量が蒸発器を流れる冷媒に伝達されるため、蒸発器の出口又は下流側での冷媒ガス圧力は冷房負荷の大きさを反映する。車載用の圧縮機として広く採用されている容量可変型斜板式圧縮機には、蒸発器の出口圧力（吸入圧  $P_s$  という）を所定の目標値（設定吸入圧という）に維持すべく動作する容量制御機構が組み込まれている。容量制御機構は、冷房負荷の大きさに見合った冷媒流量となるように吸入圧  $P_s$  を制御指標として圧縮機の吐出容量つまり斜板角度をフィードバック制御する。かかる容量制御機構の典型例は、内部制御弁と呼ばれる容量制御弁である。内部制御弁ではベローズやダイヤフラム等の感圧部材で吸入圧  $P_s$  を感知し、感圧部材の変位動作を弁体の位置決めを利用して弁開度調節を行うことにより、斜板室（クランク室ともいう）の圧力（クランク圧  $P_c$ ）を調節して斜板角度を決めている。

【0003】また、単一の設定吸入圧しか持ち得ない単純な内部制御弁では細やかな空調制御要求に対応できないため、外部からの電気制御によって設定吸入圧を変更可能な設定吸入圧可変型制御弁も存在する。設定吸入圧可変型制御弁は例えば、前述の内部制御弁に電磁ソレノイド等の電氣的に付勢力調節可能なアクチュエータを付加し、内部制御弁の設定吸入圧を決めている感圧部材に作用する機械的バネ力を外部制御によって増減変更することにより、設定吸入圧の変更を実現するものである。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】車載用圧縮機は一般に車輛エンジンから動力供給を受けて駆動される。圧縮機はエンジン動力（又はトルク）を最も消費する補機の一つであり、エンジンにとって大きな負荷であることは間違いない。それ故、車輛用空調装置は、車輛の加速時や登坂走行時などエンジン動力を車輛の前進駆動に極力振

り向きたい非常時には、圧縮機の吐出容量を最小化することで圧縮機に由来するエンジン負荷を低減するような制御（一時的な負荷低減措置としてのカット制御）を行うようにプログラムされている。前述の設定吸入圧可変弁付き容量可変型圧縮機を用いた空調装置では、制御弁の設定吸入圧を通常の設定吸入圧よりも高い値に変更することで現吸入圧を新設定圧に比して低い値とすることにより、圧縮機の吐出容量を最小化する方向に誘導して実質的なカット制御を実現している。

【0005】ところが、設定吸入圧可変弁付きの容量可変型圧縮機の動作を詳細に解析したところ、吸入圧  $P_s$  を指標としたフィードバック制御を介在させる限り、目論見通りのカット制御（つまりエンジン負荷低減）が常に実現するわけではないということが判明した。

【0006】図22のグラフは、吸入圧  $P_s$  と圧縮機の吐出容量  $V_c$  との相関関係を概念的に表したものである。このグラフから分かるように、吸入圧  $P_s$  と吐出容量  $V_c$  との相関曲線（特性線）は一種類ではなく、蒸発器での熱負荷の大きさに応じて複数の相関曲線が存在する。このため、ある圧力  $P_{s1}$  をフィードバック制御の目標値たる設定吸入圧  $P_{set}$  として与えたとしても、熱負荷の状況によって制御弁の自律動作によって実現される実際の吐出容量には一定幅（グラフでは  $\Delta V_c$ ）のばらつきが生じてしまう。例えば、蒸発器の熱負荷が過大な場合には、設定吸入圧  $P_{set}$  を十分に高くしたつもりでも、実際の吐出容量  $V_c$  はエンジンの負荷を低減するところまで落ちきらないという事態が生じ得る。つまり吸入圧  $P_s$  に依拠した制御では、単に設定吸入圧  $P_{set}$  を高い値に設定変更しても、蒸発器での熱負荷の変化が追従してこなければ、即座に吐出容量を落とせないというジレンマがある。

【0007】蒸発器での熱負荷を反映する吸入圧  $P_s$  に基づいて容量可変型圧縮機の吐出容量を調節する制御手法は、車外の寒暖の変化にかかわらず人間の快適感を左右する室温の安定維持を図るという空調装置本来の目的を達成する上では極めて妥当な制御手法であった。しかし、上記カット制御にみられるように、空調装置本来の目的を一時的に放棄してでも、駆動源（エンジン）の事情を最優先して緊急避難的に迅速な吐出容量ダウンを実現するには、吸入圧  $P_s$  に依拠した制御では十分に対応できないというのが実状である。

【0008】本発明の目的は、蒸発器での熱負荷状況に影響されることなく、必要時には外部制御によって圧縮機の吐出容量を迅速に変更することができる空調装置を提供することにある。特に、室温の安定維持を図るための圧縮機の吐出容量制御と、緊急避難的な吐出容量の迅速な変更とを両立させることができる容量可変型圧縮機の制御方法および容量可変型圧縮機の制御弁を提供することにある。

【0009】

【課題を解決するための手段】請求項1～14は、容量可変型圧縮機の吐出容量制御に従来とは異なる手法を採用した空調装置に関し、請求項1及び2はその特徴を端的に表す。

【0010】即ち請求項1の発明は、凝縮器、減圧装置、蒸発器及び容量可変型圧縮機からなる冷媒循環回路を備えた空調装置であって、前記圧縮機の冷媒吐出容量を推し量る指標として前記冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点間の差圧を電氣的又は機械的に検出する差圧検出手段と、前記差圧検出手段によって検出された差圧に基づいて前記圧縮機の吐出容量を制御する吐出容量制御手段とを備えたことを特徴とする。

【0011】また、請求項2の発明は、請求項1に記載の空調装置において、前記差圧以外の種々の外部情報を検知する外部情報検知手段を更に備えてなり、前記吐出容量制御手段は、前記外部情報検知手段から提供される外部情報に基づいて制御目標値たる設定差圧を決定すると共に、その設定差圧に前記差圧検出手段によって検出された差圧が近づくように前記圧縮機の吐出容量をフィードバック制御することを特徴とする。

【0012】このように本件の空調装置では、圧縮機の冷媒吐出容量を推し量る指標となる冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点（ $P_1$ 、 $P_2$ ）間の差圧を直接の制御指標（又は制御パラメータ）とし、差圧検出手段によって逐次検出される二点間差圧が、外部情報に基づいて吐出容量制御手段により演算決定された制御目標値たる設定差圧に近づくように圧縮機の吐出容量（吐出能力）がフィードバック制御される。つまり、このフィードバック制御では、蒸発器における熱負荷状況を如実に反映する物理量（例えば吸入圧  $P_s$ ）を直接の制御指標とせず、検出差圧を設定差圧にほぼ一致させるという観点のみで、圧縮機の負荷トルクと相関性を持つ吐出容量の制御が行われる。それ故、必要時（非常時）には、蒸発器での熱負荷状況に影響されることなく圧縮機の吐出容量（ひいては負荷トルク）を短時間に急変させる緊急避難的な容量変更も可能となる。他方、通常時には、外部情報に基づき蒸発器での熱負荷状況を勘案しながら設定差圧を適宜変更することにより圧縮機の吐出容量を時間と共に最適化し、室温の安定維持を図るという空調装置本来の目的を達成することができる。即ち、冷媒循環回路での二点間差圧に基づくフィードバック制御によれば、通常時において室温の安定維持を図るための圧縮機の吐出容量制御と、非常時における緊急避難的な吐出容量の迅速な変更とを両立させることが可能となる。

【0013】請求項3の発明は、請求項2に記載の空調装置において、前記容量可変型圧縮機は、カムプレートを収容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能なタイプであり、前記吐出容量制御手段は、外部からの制御によって弁開度調節可能な前記クランク室の内圧を調節するための制御弁と、前記差圧検出手段

及び前記外部情報検知手段と電気的に接続されて前記制御弁の開度を制御する制御装置とから構成されることを特徴とする。請求項 3 は、前記二点間差圧を電気的に検出する差圧検出手段を用いた場合における吐出容量制御手段の好ましい構成を限定したものであり、その具体的な実施の形態は第 1 実施形態として後述される。この構成によれば、クランク室の内圧は、制御装置が検出差圧と外部情報に基づいて制御弁の開度を直接制御することで決定される。故に当該制御弁は、その動作を制御装置により完全に支配される他律的な機械要素と言える。

【0014】請求項 4 の発明は、請求項 2 に記載の空調装置において、前記容量可変型圧縮機は、カムプレートを受容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能なタイプであり、前記吐出容量制御手段は、前記二つの圧力監視点間の差圧を機械的に検出する前記差圧検出手段を内蔵しその検出差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能であり且つその自律的な弁開度調節動作の基準となる設定差圧を外部からの制御によって変更可能な前記クランク室の内圧を調節するための制御弁と、前記外部情報検知手段と電気的に接続されて前記制御弁の設定差圧を可変設定する制御装置とから構成されることを特徴とする。請求項 4 は、前記二点間差圧を機械的に検出する差圧検出手段を用いた場合における吐出容量制御手段の好ましい構成を限定したものであり、その具体的な実施の形態は第 2、第 3 及び第 4 実施形態として後述される。この構成によれば、クランク室の内圧は、差圧を機械的に検出する差圧検出手段を内蔵した制御弁の自律的な弁開度調節動作によって決定される。つまり制御弁は前記二点間差圧が設定差圧どおりの差圧を実現するようにクランク室の内圧を誘導し、結果的に圧縮機の吐出容量を設定差圧に整合させる。この限りにおいて当該制御弁は、設定差圧に対応した圧縮機の吐出容量制御を自己完結的に実現する自律的な機械要素と言える。制御装置は、かかる制御弁に対して外部情報を参照しながら設定差圧の変更を指令するに過ぎない。設定差圧を外部からの制御で変更できるという意味で、当該制御弁は他律的な性格をも併せ持つ。請求項 4 の構成によれば、制御弁自体が前記二点間差圧を勘案した自律的な弁開度調節を行うので、制御装置の処理負担が請求項 3 の場合に比べて大幅に軽減される。

【0015】請求項 5、6、7 及び 8 は、前記二つの圧力監視点（P1、P2）の好ましい設定態様を限定したものである。本件発明の趣旨に基づけば、圧縮機の吐出容量と相関する差圧を計測できるならば、二つの圧力監視点は冷媒循環回路のどこに設定されてもよい。その場合でも特に、蒸発器と圧縮機の吸入圧領域とを結ぶ冷媒循環経路に二つの圧力監視点を設定すること（請求項 5）および圧縮機の吐出圧領域と凝縮器とを結ぶ冷媒循環経路に二つの圧力監視点を設定すること（請求項 6）は好ましい。なお、請求項 7 及び 8 は、二つの圧力監視

点を圧縮機の内部に設定する場合の好ましい態様を限定したものである。この請求項 7 及び 8 によれば、前記差圧検出手段を内蔵した制御弁（請求項 4 参照）を圧縮機に組み込むことが容易になる。

【0016】請求項 9 は、非常時における吐出容量制御の好ましい態様を限定したものである。請求項 9 中の「所定容量」とは、好ましくは圧縮機の負荷トルクを最小又は最大にする最小又は最大の吐出容量である。請求項 10 は通常時のフィードバック制御における設定差圧の好ましい決定手法を限定したものである。請求項 11、12 及び 13 は車輛用空調装置における非常時処理のあり方について言及したものである。請求項 9～13 に記載した事項の意味は、後述する「発明の実施の形態」での説明によって明らかとなる。

【0017】請求項 14 の発明は、請求項 1～13 のいずれか一項に記載の空調装置において、前記冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点間には、当該二つの圧力監視点間での差圧を顕在化させるための差圧顕在化手段が配設されていることを特徴とする。かかる差圧顕在化手段を設けることで、二つの圧力監視点間での差圧が顕在化、明確化又は拡大され、二点間差圧に基づく制御がし易くなる。

【0018】請求項 15 は、車輛用空調装置に組み込まれる容量可変型圧縮機における吐出容量の制御方法に関する。その技術的意義は、前述の空調装置と本質的に同じである。従って、請求項 1～14 に記載した技術事項を適宜選択して請求項 15 に付加することが許されるものと理解されるべきである。なお、「室内温度と相関性のある物理量」とは、例えば蒸発器によって熱を奪われた空気の吹出口における温度等を意味するが、温度ではなく圧力や日射量といった物理量であっても差し支えない。

【0019】請求項 16～21 は、カムプレートを受容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能な容量可変型圧縮機に用いられる制御弁であって、前記二つの圧力監視点間の差圧を機械的に検出しその検出差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能な制御弁に関するものである。

【0020】請求項 16 の発明は、カムプレートを受容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能な容量可変型圧縮機に用いられる制御弁であって、圧縮機の吐出圧領域とクランク室とをつなぐ給気通路又は圧縮機の吸入圧領域とクランク室とをつなぐ抽気通路の一部を構成すべくバルブハウジング内に区画された弁室と、前記弁室内に移動可能に設けられ該弁室内での位置に応じて前記給気通路又は抽気通路の開度を調節する弁体と、冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点（P1、P2）間の差圧を検出すると共にその差圧に基づく力を前記弁体に及ぼして弁室内での弁体の位置決めに関与する差圧検出手段と、少なくとも前記差圧検出手



段に対し作動連結可能に設けられ、当該差圧検出手段による弁体の位置決め動作の基準となる設定差圧を外部からの制御により変更可能とする設定差圧変更アクチュエータとを備えてなることを特徴とする。

【0021】この制御弁では、差圧検出手段によって検出される前記二点間差圧に基づく力が弁体に及ぼされて弁室内での弁体の位置決めが行われ、給気通路又は抽気通路の開度が内部自律的に調節される。給気通路又は抽気通路の開度調節の結果、圧縮機のクランク室内圧が制御され圧縮機の吐出容量が調節（又は変更）される。そのときの吐出容量は、差圧検出手段によって検出される差圧が設定差圧変更アクチュエータを介して外部的に設定される設定差圧をほぼ実現するものとして決まる。つまり、設定差圧変更アクチュエータによって設定差圧が変更されない限り、この制御弁は、前記二点間差圧が設定差圧どおりの差圧を実現するようにクランク室の内圧を誘導し圧縮機の吐出容量を設定差圧に整合させる、いわば自己完結的な内部制御方式の定容量弁として機能する。他方、設定差圧変更アクチュエータを介して外部から設定差圧を変更すれば、それに応じて圧縮機の吐出容量を変化させる。その意味でこの制御弁は、外部制御によって圧縮機の吐出容量を任意調節可能な外部制御方式の容量可変弁として機能する。かかる制御弁を用いれば、通常時において室温の安定維持を図るための圧縮機の吐出容量制御と、非常時における緊急避難的な吐出容量の迅速な変更とを両立させることが可能となる。

【0022】請求項17及び18は、請求項16の制御弁に内蔵される差圧検出手段の好ましい構成を限定したものである。請求項19は、請求項16～18の制御弁において、二つの圧力監視点を圧縮機の内部に設定する場合の好ましい態様を限定したものである。この請求項19によれば、差圧検出手段を内蔵した制御弁を圧縮機に組み込むことが容易になる。請求項20は、請求項16～19の制御弁において、設定差圧変更アクチュエータの好ましい態様を限定したものである。外部からの通電制御により電磁付勢力を変化させるソレノイド部は、制御弁の設定差圧を迅速に変更し且つ適正に維持することができ、制御弁に組み込む設定差圧変更アクチュエータとして極めて好ましい。請求項17～20に記載した事項の意味は、後述する「発明の実施の形態」での説明によって更に明確となる。

【0023】請求項21の発明は、請求項20に記載の容量可変型圧縮機の制御弁において、前記ソレノイド部への非通電時には、クランク室の内圧が増大する方向に前記弁体を位置決めする初期化手段を更に備えてなることを特徴とする。この構成によれば、ソレノイド部への電力供給が突然停止してしまったときでも、自発的にクランク室内圧を高めて圧縮機の吐出容量を減少方向に誘導すること、つまり圧縮機の負荷トルクをゼロ又は最小にすることができ、容量可変型圧縮機の安全性（非常事

態に対する安全化対応能力）が高まる。又、圧縮機が低容量状態で停止すれば、圧縮機の次回起動時における外部駆動源の負担を軽減することができる。なお、かかる初期化手段の主要な構成要素としては、後述の「発明の実施の形態」で言及する戻しバネ78が例示できる。

【0024】

【発明の実施の形態】本発明を車輛用空調装置に具体化したいくつかの実施形態を説明する。

（第1実施形態：図1～図10参照）図1に示すように車輛用空調装置の冷房回路（即ち冷媒循環回路）は、容量可変型斜板式圧縮機と外部冷媒回路30とを備えている。外部冷媒回路30は例えば、凝縮器（コンデンサ）31、減圧装置としての温度式膨張弁32及び蒸発器（エバポレータ）33を備えている。膨張弁32の開度は、蒸発器33の出口側又は下流側に設けられた感温筒34の検知温度および蒸発圧力（蒸発器出口圧力）に基づいてフィードバック制御される。膨張弁32は熱負荷に見合った液冷媒を蒸発器33に供給して外部冷媒回路30における冷媒流量を調節する。前記圧縮機は、外部冷媒回路30の下流域から冷媒ガスを吸入して圧縮し、圧縮したガスを外部冷媒回路30の上流域に吐出する。

【0025】図1に示すように容量可変型斜板式圧縮機（レシプロピストン式圧縮機）は、シリンダブロック1と、その前端に接合されたフロントハウジング2と、シリンダブロック1の後端に弁形成体3を介して接合されたリヤハウジング4とを備えている。これら1、2、3及び4は、複数本の通しボルト10（一本のみ図示）により相互に接合固定されて該圧縮機のハウジングを構成する。シリンダブロック1とフロントハウジング2とに囲まれた領域にはクランク室5が区画されている。クランク室5内には駆動軸6が前後一対のラジアル軸受け8A、8Bによって回転可能に支持されている。シリンダブロック1の中央に形成された収容凹部内には、前方付勢バネ7及び後側スラスト軸受け9Bが配設されている。他方、クランク室5において駆動軸6上にはラグプレート11が一体回転可能に固定され、ラグプレート11とフロントハウジング2の内壁面との間には前側スラスト軸受け9Aが配設されている。一体化された駆動軸6及びラグプレート11は、バネ7で前方付勢された後側スラスト軸受け9Bと前側スラスト軸受け9Aとによってスラスト方向（駆動軸軸線方向）に位置決めされている。

【0026】駆動軸6の前端部は、動力伝達機構PTを介して外部駆動源としての車輛エンジンEに作動連結されている。動力伝達機構PTは、外部からの電気制御によって動力の伝達／遮断を選択可能なクラッチ機構（例えば電磁クラッチ）であってもよく、又は、そのようなクラッチ機構を持たない常時伝達型のクラッチレス機構（例えばベルト／プーリの組合せ）であってもよい。尚、本件では説明の簡略化のため、クラッチレスタイプ



の動力伝達機構が採用されているものとして圧縮機の制御内容を後ほど説明する。

【0027】図1に示すように、クランク室5内にはカムプレートたる斜板12が収容されている。斜板12の中央部には挿通孔が貫設され、この挿通孔内に駆動軸6が配置されている。斜板12は、連結案内機構としてのヒンジ機構13を介してラグプレート11及び駆動軸6に作動連結されている。ヒンジ機構13は、ラグプレート11のリヤ面から突設された二つの支持アーム14

(一つのみ図示)と、斜板12のフロント面から突設された二本のガイドピン15(一本のみ図示)とから構成されている。支持アーム14とガイドピン15との連係および斜板12の中央挿通孔内での駆動軸6との接触により、斜板12はラグプレート11及び駆動軸6と同期回転可能であると共に駆動軸6の軸方向へのスライド移動を伴いながら駆動軸6に対し傾動可能となっている。なお、斜板12は、駆動軸6を挟んで前記ヒンジ機構13と反対側にカウンタウェイト部12aを有している。

【0028】ラグプレート11と斜板12との間において駆動軸6の周囲には傾角減少バネ16が設けられている。このバネ16は斜板12をシリンダブロック1に接近する方向(即ち傾角減少方向)に付勢する。又、駆動軸6に固着された規制リング18と斜板12との間において駆動軸6の周囲には復帰バネ17が設けられている。この復帰バネ17は、斜板12が大傾角状態(二点鎖線で示す)にあるときには駆動軸6に単に巻装されるのみで斜板その他の部材に対していかなる付勢作用も及ぼさないが、斜板12が小傾角状態(実線で示す)に移行すると、前記規制リング18と斜板12との間で圧縮されて斜板12をシリンダブロック1から離間する方向(即ち傾角増大方向)に付勢する。なお、斜板12が圧縮機運転時に最小傾角 $\theta_{min}$ (例えば1~5°の範囲の角度)に達したときも、復帰バネ17が縮みきらないようにバネ17の自然長及び規制リング18の位置が設定されている。

【0029】シリンダブロック1には、駆動軸6を取り囲んで複数のシリンダボア1a(一つのみ図示)が形成され、各シリンダボア1aのリヤ側端は前記弁形成体3で閉塞されている。各シリンダボア1aには片頭型のピストン20が往復動可能に収容されており、各ボア1a内にはピストン20の往復動に応じて体積変化する圧縮室が区画されている。各ピストン20の前端部は一對のシュー19を介して斜板12の外周部に係留され、これらのシュー19を介して各ピストン20は斜板12に作動連結されている。このため、斜板12が駆動軸6と同期回転することで、斜板12の回転運動がその傾角 $\theta$ に対応するストロークでのピストン20の往復直線運動に変換される。

【0030】更に弁形成体3とリヤハウジング4との間には、中心域に位置する吸入室21と、それを取り囲む

吐出室22とが区画形成されている。弁形成体3は、吸入弁形成板、ポート形成板、吐出弁形成板およびリテーナ形成板を重合してなるものである。この弁形成体3には各シリンダボア1aに対応して、吸入ポート23及び同ポート23を開閉する吸入弁24、並びに、吐出ポート25及び同ポート25を開閉する吐出弁26が形成されている。吸入ポート23を介して吸入室21と各シリンダボア1aとが連通され、吐出ポート25を介して各シリンダボア1aと吐出室22とが連通される。そして、蒸発器33の出口から吸入室21(吸入圧 $P_s$ の領域)に導かれた冷媒ガスは、各ピストン20の上死点位置から下死点側への往動により吸入ポート23及び吸入弁24を介してシリンダボア1aに吸入される。シリンダボア1aに吸入された冷媒ガスは、ピストン20の下死点位置から上死点側への復動により所定の圧力にまで圧縮され、吐出ポート25及び吐出弁26を介して吐出室22(吐出圧 $P_d$ の領域)に吐出される。吐出室22の高圧冷媒は凝縮器31に導かれる。

【0031】この圧縮機では、エンジンEからの動力供給により駆動軸6が回転されると、それに伴い所定角度 $\theta$ に傾斜した斜板12が回転する。その時の角度 $\theta$ は傾角と呼ばれ、一般に駆動軸6に直交する仮想平面と斜板12とがなす角度として把握される。斜板の回転に伴って各ピストン20が傾角 $\theta$ に対応したストロークで往復動され、前述のように各シリンダボア1aでは、冷媒ガスの吸入、圧縮及び吐出が順次繰り返される。

【0032】斜板12の傾角 $\theta$ は、斜板回転時の遠心力に起因する回転運動のモーメント、傾角減少バネ16(及び復帰バネ17)の付勢作用に起因するバネ力によるモーメント、ピストン20の往復慣性力によるモーメント、ガス圧によるモーメント等の各種モーメントの相互バランスに基づいて決定される。ガス圧によるモーメントとは、シリンダボア内圧と、ピストン背圧にあたるクランク室5の内圧(クランク圧 $P_c$ )との相互関係に基づいて発生するモーメントであり、クランク圧 $P_c$ に応じて傾角減少方向にも傾角増大方向にも作用する。この圧縮機では、後述する容量制御弁40を用いてクランク圧 $P_c$ を調節し前記ガス圧によるモーメントを適宜変更することにより、斜板の傾角 $\theta$ を最小傾角 $\theta_{min}$ と最大傾角 $\theta_{max}$ との間の任意の角度に設定可能としている。なお、最大傾角 $\theta_{max}$ は、斜板12のカウンタウェイト部12aがラグプレート11の規制部11aに当接することで規制される。他方、最小傾角 $\theta_{min}$ は、前記ガス圧によるモーメントが傾角減少方向にほぼ最大化した状態のもとでの傾角減少バネ16と復帰バネ17との付勢力バランスを支配的要因として決定される。

【0033】(クランク圧制御機構)斜板12の傾角制御に関与するクランク圧 $P_c$ を制御するためのクランク圧制御機構は、図1及び図2に示す圧縮機ハウジング内

に設けられた抽気通路 27 及び給気通路 28 並びに容量制御弁 40 によって構成される。抽気通路 27 は吸入室 21 とクランク室 5 とを接続する。給気通路 28 は吐出室 22 とクランク室 5 とを接続し、その途中には容量制御弁 40 が設けられている。制御弁 40 の開度を調節することで給気通路 28 を介したクランク室 5 への高压ガスの導入量と抽気通路 27 を介したクランク室 5 からのガス導出量とのバランスが制御され、クランク圧  $P_c$  が決定される。クランク圧  $P_c$  の変更に応じて、ピストン 20 を介してのクランク圧  $P_c$  とシリンダボア 1a の内圧との差が変更され、斜板の傾角  $\theta$  が変更される結果、ピストンのストロークすなわち吐出容量が調節される。なお、給気通路 28 及び抽気通路 27 は、吐出室、クランク室及び吸入室を巡る制御用冷媒ガスの移動経路を提供する。

【0034】図 2 に示すように、容量制御弁 40 は、上半部の入れ側弁部 41 と下半部のソレノイド部 51 とからなる。入れ側弁部 41 のバルブハウジングには、導入ポート 42、弁室 43、弁孔 44 及び導出ポート 45 が形成され、これら 42～45 は給気通路 28 の一部を構成する。弁室 43 内には、弁孔 44 に接離可能な弁体 46 と、その弁体を弁孔を閉鎖する方向に付勢する閉鎖バネ 47 とが設けられている。制御弁のソレノイド部 51 は、固定鉄心 52、可動鉄心 53、両鉄心を跨ぐように配置されたコイル 54 及び開放バネ 55 を備えている。可動鉄心 53 と弁体 46 との間には両者を作動連結するロッド 48 が設けられている。開放バネ 55 は、閉鎖バネ 47 のバネ力を凌駕するバネ力を有しており、閉鎖バネ 47 の作用にかかわらず、可動鉄心 53 及びロッド 48 を介して弁体 46 を弁孔 44 から離れる方向（開放方向）に付勢する。その一方で、外部からの通電制御によりコイル 54 に電流が供給されてソレノイド部 51 が励磁されると、両鉄心 52、53 間に吸引方向の電磁付勢力が生じる。この電磁付勢力は、開放バネ 55 の付勢力と反対方向に作用する。従って、弁孔 44 に対する弁体 46 の位置（つまり制御弁 40 の開度）は、閉鎖バネ 47 及び前記電磁力による下向き付勢力と、開放バネ 55 による上向き付勢力とのバランスに基づいて決定される。前記電磁力はコイル 54 へのエネルギー供給量に応じて変化するため、コイル 54 への通電制御に基づいて制御弁 40 の開度を 0% から 100% の範囲で任意調節することができる。なお、コイル 54 への通電制御は、アナログ的な電流値制御、又は、通電時のデューティ比を適宜変化させるデューティ制御ないし PWM 制御（パルス幅変調制御）のいずれでもよい。本実施形態ではデューティ制御を採用する。制御弁 40 の構造上、デューティ比  $D_t$  を小さくすると弁開度が大きくなり、デューティ比  $D_t$  を大きくすると弁開度が小さくなる。

【0035】（差圧検出器）図 3 に概念的に示すように、外部冷媒回路 30 の下流域には、蒸発器 33 の出口

と圧縮機の吸入室 21 とをつなぐ冷媒ガスの流通管 35 が設けられ、その流通管 35 に沿って差圧検出器 36 が配設されている。差圧検出器 36 は、第 1 の圧力センサ 37 と、第 2 の圧力センサ 38 と、信号処理回路 39 とから構成されており、電気的な差圧検出手段として機能する。流通管 35 には流方向に所定距離だけ離れた二つの圧力監視点  $P_1$ 、 $P_2$  が定められ、第 1 の圧力センサ 37 は上流側の圧力監視点  $P_1$  でのガス圧  $P_{sH}$  を、第 2 の圧力センサ 38 は下流側の圧力監視点  $P_2$  でのガス圧  $P_{sL}$  をそれぞれ検出する。信号処理回路 39 は、両センサ 37、38 から入力されるガス圧  $P_{sH}$ 、 $P_{sL}$  の検出信号に基づいて、 $P_{sH}$  と  $P_{sL}$  との差圧  $\Delta P(t)$  に関する新たな信号を生成し、それを制御装置 60 に出力する。

【0036】一般的傾向として、容量可変型圧縮機の吐出容量が大きく冷媒循環回路を流れる冷媒の流量も大きいほど、回路又は配管の単位長さ当たりの圧力損失も大きくなる。即ち、冷媒循環回路における任意の二点間での圧力損失（差圧）は、該回路における冷媒の流量と正の相関を示す。故に本実施形態のように、二つの圧力監視点  $P_1$ 、 $P_2$  間の差圧  $\Delta P(t) = P_{sH} - P_{sL}$  を把握することは、圧縮機の吐出容量を間接的に検出することに他ならない。つまり、差圧検出器 36 は、冷媒循環回路における冷媒流量および圧縮機の吐出容量を間接検知し、その検知情報を電気信号として出力する検知手段として機能する。

【0037】（制御体系）車輛用空調装置は、該空調装置の全般的な制御を司る制御装置 60 を備えている。図 2 に示すように、制御装置 60 は、CPU、ROM、RAM、タイマ及び I/O を備えたコンピュータ類の制御ユニットである。前記 ROM には、後述する各種の制御プログラム（図 4～図 9 のフローチャート参照）や初期データが記憶されている。RAM は作業用の記憶領域を提供し、タイマは CPU からの指令に基づき経過時間の計測および CPU への時刻到達の告知を行う。I/O は、複数の入出力端子を備えた制御装置 60 の入出力インターフェイス回路である。I/O の出力端子には駆動回路 61 が接続されている。駆動回路 61 は制御装置 60 からの指令に基づき、制御弁 40 のコイル 54 に対してデューティ制御された駆動信号を出力する。尚、少なくとも容量制御弁 40 及び制御装置 60 によって吐出容量制御手段が構成される。

【0038】制御装置 60 の I/O の入力端子には少なくとも、前記差圧検出器 36 の他に A/C スイッチ 62、温度設定器 63、温度センサ 64 および ECU が接続されている。A/C スイッチ 62 は車輛の乗員によって操作される空調装置の ON/OFF 切替えスイッチであり、制御装置 60 に対し空調装置の ON/OFF 設定状況に関する情報を提供する。温度設定器 63 は車輛の乗員によって操作される好ましい温度の設定器であり、

制御装置 60 に対し設定温度  $T_{e \text{ (set)}}$  に関する情報を提供する。温度センサ 64 は前記蒸発器 33 の近傍に設けられたセンサであり、蒸発器 33 を通過することで冷却（熱交換）された室内空気の温度を測定し、検出した温度  $T_e(t)$  を室温情報として制御装置 60 に提供する。差圧検出器 36 は、冷媒循環回路における冷媒流量および圧縮機の吐出容量に関する情報  $\Delta P(t)$  を制御装置 60 に提供する。

【0039】 ECU は車輛エンジン等の制御ユニットであり、車速センサ 65、エンジン回転数センサ 66 及びスロットルセンサ（又はアクセル開度センサ） 67 と接続されている。スロットルセンサ 67 は、エンジンの吸気管路に設けられたスロットル弁の角度（又は開度）を検知するセンサであり、このスロットル弁角度（又は開度）は車輛の操縦者によるアクセルペダルの踏込量を反映する。換言すれば、制御装置 60 は ECU を介して車輛の運転状況に関する情報、即ち車速  $V$ 、エンジン回転数  $NE$ 、ECU によって翻訳されたアクセルペダルの踏込量つまりアクセル開度  $A_c(t)$  に関する情報を提供される。尚、各種センサ類 62、63、64、65、66、67 及び ECU は外部情報検知手段  $M1$  を構成する。

【0040】 制御装置 60 は、外部情報検知手段  $M1$  から提供される外部情報に基づいて現在の状況を判断すると共に駆動回路 61 から制御弁のソレノイドコイル 54 に出力される駆動信号のデューティ比  $D_t$  を演算する。そして、演算されたデューティ比  $D_t$  での駆動信号出力を駆動回路 61 に指令することにより、制御弁 40 の開度をリアルタイムで任意調節し、クランク圧  $P_c$  の迅速な変更についてはピストンストローク（これは吐出容量であり負荷トルクでもある）の迅速な変更を実現する。以下に、圧縮機の容量制御に関するフローチャート（図 4～図 9）を参照して制御装置 60 によるデューティ制御を詳細に説明する。尚、図 4 のチャートは、空調制御プログラムの幹となるメインルーチンを示す。図 5～図 9 のチャートは、前記メインルーチンにおいて所定の判定条件を満たしたときに実行される個々の処理のサブルーチンを示す。

【0041】（メインルーチン）車輛のイグニションスイッチ（又はスタートスイッチ）が ON されると、ECU 及び制御装置 60 には電力が供給され、これら制御ユニットは演算処理を開始する。制御装置 60 は、図 4 のステップ  $S41$ （以下単に「 $S41$ 」という、他のステップも以下同様）において初導プログラムに従い各種の初期設定を行う。例えば、設定差圧ともいうべき目標差圧  $TPD$  やデューティ比  $D_t$  に初期値又は暫定値を与える。 $TPD$  は、後ほど説明する差圧（ $P_{sH} - P_{sL}$ ）のフィードバック制御における目標値となるものである。 $S41$  の初期設定後、処理は、 $S42$  以下に示された状態監視及びデューティ比の内部演算処理へと進む。

【0042】  $S42$  では、 $A/C$  スイッチ 62 が ON されるまで該スイッチの ON/OFF 状況を監視する。スイッチ 62 が ON されると、制御装置 60 は  $S43$  で、車輛が停止状態で且つエンジン  $E$  がアイドルリング中か否かを判定する。具体的には車速  $V$  がゼロで且つエンジン回転数  $NE$  がノットゼロ（not zero）であるか否かを判定する。 $S43$  判定が NO であれば非常時判定ルーチン（ $S44 \sim S47$ ）へ進み、さもなくばアイドルリング検査・調整ルーチン  $RF6$ （図 6 参照）へ移行する。尚、車輛側での変速機（クラッチを含む）の動作により、車速  $V$  がゼロより大きいがエンジン駆動力が駆動輪へ伝達されていない場合も、 $S43$  で YES と判定される。サブルーチン  $RF6$  での処理内容については後述する。

【0043】 非常時判定ルーチンの第 1 判定ステップ（ $S44$ ）では、その時のアクセル開度  $A_c(t)$  が第 1 のアクセル開度判定値  $A_c(D1)$  よりも大きいか否かを判定する。この判定は、アクセル開度  $A_c(t)$  が定速水平走行における通常のアクセル開度に比して過度に大きくなっているか否かを調べるものであり、例えば登坂走行のようなエンジンの高負荷状態を間接検出することを目的とする。それ故、前記第 1 の判定値  $A_c(D1)$  は、例えば最大アクセル開度（100%）又はその 8 割ないし 9 割という値に設定される。 $S44$  判定が YES、つまりエンジンが高負荷状態の場合には、高負荷時制御ルーチン  $RF7$ （図 7 参照）へ移行する。サブルーチン  $RF7$  での処理内容については後述する。

【0044】 非常時判定ルーチンの第 2 判定ステップ（ $S45$ ）では、その時のアクセル開度  $A_c(t)$  が、前回判定時のアクセル開度  $A_c(t-1)$  に許容増加量  $\alpha$  を加えた値よりも大きいか否かを判定する。この判定は、アクセル開度  $A_c(t)$  が  $S45$  の処理に再び戻るまでの短時間のうちに許容増加量  $\alpha$  を超えて増大しているか否かを調べるものであり、例えば追い越し加速のような車輛の加速時（少なくとも操縦者が急加速を欲していること）を間接検出することを目的とする。適切な許容増加量  $\alpha$  を設定することで、アクセルペダル操作の揺らぎと意図的なペダルの追加踏込みとを区別することができる。 $S45$  判定が YES、つまり車輛加速要求有りの場合には、加速時制御ルーチン  $RF8$ （図 8 参照）へ移行する。サブルーチン  $RF8$  での処理内容については後述する。尚、 $S45$  判定が NO の場合には、 $S46$  で今回の判定対象とした現在のアクセル開度  $A_c(t)$  を、次の  $S45$  判定に備えて前回のアクセル開度  $A_c(t-1)$  として記憶する。

【0045】 非常時判定ルーチンの第 3 判定ステップ（ $S47$ ）では、その時のアクセル開度  $A_c(t)$  が最小アクセル開度  $A_c(\min)$  であるか否かを判定する。最小アクセル開度とはエンジンストールを回避可能なアクセル開度の最小値をいい、少なくとも操縦者がア

クセルペダルを全く踏み込んでいないときにはアクセル開度は最小となる。即ち、この判定は、アクセルペダルが全く踏み込まれていない状態か否かを調べるものであり、例えば下り坂での空走状態とか減速走行状態を間接検出することを目的とする。S47判定がYES、つまり車輛が空走又は減速走行状態の場合には、空走・減速時制御ルーチンRF9（図9参照）へ移行する。サブルーチンRF9での処理内容については後述する。

【0046】S47での判定がNOの場合、S44、S45及びS47のいずれの監視項目にも該当しなかったことになる。換言すれば、車輛は、高負荷時、加速時および空走・減速時のいずれの状態にもなく通常運転状態（通常運転モード）にある。この「通常運転状態」とは、プログラムの非正常時判定ルーチンの監視項目に該当しない排他的な条件充足状態を意味するが、つまるところ車輛が平均的な運転モードで使用されていると合理的に推定できる状態を指す。S47判定がNOの場合には、処理は通常制御ルーチンRF5（図5参照）へ移行する。多くの場合、図4のメインルーチンでの処理は通常制御ルーチンRF5での処理を経てS42に復帰する。

【0047】（通常制御ルーチンRF5）図5の通常制御ルーチンRF5は、まさに通常運転モードでの空調能力即ち圧縮機の吐出容量のフィードバック制御に関する手順を示す。ステップS51～S54は、目標差圧TPDの見直し又は再設定に関する処理である。ステップS55～S58は、差圧検出器36による実測差圧 $\Delta P(t)$ を目標値TPD付近に収束させることを最終目標としたデューティ比D<sub>t</sub>のフィードバック制御（つまりはクランク圧P<sub>c</sub>、吐出容量及び負荷トルクのフィードバック制御）に関する処理である。

【0048】S51において制御装置60は、温度センサ64によって検出された蒸発器付近の温度T<sub>e</sub>(t)が温度設定器63による設定温度T<sub>e</sub>(set)より大であるか否かを判定する。S51判定がNOの場合、S52において前記検出温度T<sub>e</sub>(t)が設定温度T<sub>e</sub>(set)より小であるか否かを判定する。S52判定もNOの場合には、検出温度T<sub>e</sub>(t)が設定温度T<sub>e</sub>(set)に一致していることになるため、冷房能力の変化につながる目標差圧TPDの設定変更の必要はない。他方、S51判定がYESの場合、蒸発器での熱負荷が大きいと予測されるため、S53において目標差圧TPDを単位量dPだけ増大させる。差圧の増加は冷媒循環量又は吐出容量の増加と表裏一体であり、目標差圧TPDの増大は冷房を強化する方向に空調制御を誘導することになる。又、S52判定がYESの場合、蒸発器での熱負荷が小さいと予測されるため、S54において目標差圧TPDを単位量dPだけ減少させる。差圧の減少は冷媒循環量又は吐出容量の減少と表裏一体であり、目標差圧TPDの減少は冷房を弱める方向に空調制御を

誘導することになる。このようにして目標差圧TPDの見直しが行なわれる。

【0049】続いて制御装置60は、S55において差圧検出器36によって検出された差圧 $\Delta P(t)$ が前記目標差圧TPDと許容幅Wとの和よりも大きいかな否かを判定する。S55判定がNOの場合には、S56において差圧 $\Delta P(t)$ が前記目標差圧TPDと許容幅Wとの差よりも小さいかな否かを判定する。S55判定及びS56判定が共にNOの場合には、現在の差圧 $\Delta P(t)$ は(TPD-W)と(TPD+W)との間にある、即ちTPDを中心とした許容幅2Wの範囲内に収まっていることになる。かかる場合は殊更にデューティ比D<sub>t</sub>を変更して差圧 $\Delta P(t)$ は吐出容量を変更する必要性に乏しいので、制御装置60は駆動回路61にデューティ比D<sub>t</sub>の変更指令を発することなく、該ルーチンRF5を離脱する。尚、前記許容幅Wの設定次第で差圧制御の精度（又はハンチング振幅）を調節できることは言うまでもない。

【0050】S55判定がYESの場合には、S57において制御装置60はデューティ比D<sub>t</sub>を単位量 $\Delta D$ だけ減少させ、その修正値(D<sub>t</sub>- $\Delta D$ )へのデューティ比変更を駆動回路61に指令する。すると、制御弁ソレノイド部51の電磁力が若干弱まり、制御弁40の開度が増大（給気通路28の開度が増大）する。その結果、クランク圧P<sub>c</sub>が増大傾向となり、クランク圧P<sub>c</sub>とシリンダボア内圧とのピストンを介した差が大きくなって斜板12が傾角減少方向に傾動し、圧縮機の状態は吐出容量が減少し負荷トルクも減少する方向に移行する。他方、S56判定がYESの場合には、S58において制御装置60はデューティ比D<sub>t</sub>を単位量 $\Delta D$ だけ増大させ、その修正値(D<sub>t</sub>+ $\Delta D$ )へのデューティ比変更を駆動回路61に指令する。すると、制御弁ソレノイド部51の電磁力が若干強まり、制御弁40の開度が減少（給気通路28の開度が減少）する。その結果、クランク圧P<sub>c</sub>が低下傾向となり、クランク圧P<sub>c</sub>とシリンダボア内圧とのピストンを介した差が小さくなって斜板12が傾角増大方向に傾動し、圧縮機の状態は吐出容量が増大し負荷トルクも増大する方向に移行する。それ故、検出差圧 $\Delta P(t)$ が目標差圧TPDから大きくずれていたとしても、S57及び／又はS58でのデューティ比のフィードバック制御を経て、差圧 $\Delta P(t)$ が目標差圧TPD付近に収束する。

【0051】図10のタイムチャートは、S53で目標差圧TPDを上方修正した場合におけるS55～S58のフィードバック制御による差圧 $\Delta P(t)$ の経時変化を概念的に示す。図10においてTPD(Old)をTPD(New)に変更した後、差圧 $\Delta P(t)$ がTPD(New)付近にほぼ収束するまでの時間T<sub>1</sub>又はT<sub>2</sub>は非常に短い。これはフィードバック制御のパラメータとしてP<sub>s</sub>等の熱負荷に影響される絶対圧力を一切持ち

込まず、制御弁開度のデューティ制御に対する応答性に優れる冷媒循環量を反映するところの差圧 $\Delta P(t)$ を直接の制御対象としたことによる。かかる次第で、比較的短時間のうちに差圧 $\Delta P(t)$ は目標差圧TPD付近に調節され、通常制御ルーチンRF5での処理を終えることができる。

【0052】(アイドリング検査・調整ルーチンRF6) 図4のS43判定でYESの場合、制御装置60は図6のアイドリング検査・調整ルーチンRF6に示す一連の処理を実行する。ここでは文字どおり、アイドリング回転数の検査と必要に応じた回転数調整が行われる。まずS61において制御装置60は、ECUから提供されるエンジン回転数NEがアイドリングの最小許容回転数IDminよりも小さいか否かを判定する。S61判定がNOの場合、S62においてエンジン回転数NEがアイドリングの最大許容回転数IDmaxよりも大きい

か否かを判定する。S61判定及びS62判定が共にNOの場合には、エンジン回転数NEはIDminとIDmaxとの間の許容回転数範囲内にあることになり、何等のDt変更も行わず処理をメインルーチンに戻す。

【0053】S61判定がYESの場合には、アイドリング時の回転数NEが異常に低くエンジンが不安定な状態にあることを意味する。それ故S63において、デューティ比Dtを最小値Dt(min)に設定変更して圧縮機負荷トルクが最小化する方向に誘導し、エンジン負荷の低下によって回転数NEが増大するように仕向ける。他方、S62判定がYESの場合には、アイドリング時の回転数NEが異常に高いことを意味する。それ故S64において、デューティ比Dtを単位量 $\Delta D$ だけ増加して圧縮機の吐出容量即ち負荷トルクを少しだけ増大させ、エンジン負荷の増加によって回転数NEが低下する方向に誘導する。さすれば、エンジンと圧縮機との直接的作動連結にもかかわらず、エンジン回転数NEの安定化が図られる。つまり、このルーチンRF6は、起動直後で不安定なエンジンEのアイドリングを圧縮機の負荷トルクを調節することで安定方向に導くことを狙ったものである。なお、S64で修正されるデューティ比Dtはその最大値Dt(max)を越えることはない。

【0054】(高負荷時制御ルーチンRF7) 図4のS44判定でYESの場合、制御装置60は図7の高負荷時制御ルーチンRF7に示す一連の処理を実行する。まずS71(準備ステップ)において、現在のデューティ比Dtを復帰目標値DtRとして記憶する。このDtRは、後述するS74でのデューティ比戻し制御における目標値となるものである。その後S72において制御装置60は、デューティ比Dtを最小値Dt(min)に設定変更すると共に最小デューティ比Dt(min)でのデューティ制御を駆動回路61に指令する。S73で、その時々

の判定する。第2の判定値Ac(D2)は前記第1の判定値Ac(D1)よりも小さな値であり、S73の判定は、アクセル開度Ac(t)が大きい状態から小さな状態に移行したこと、つまりエンジンが高負荷状態から開放されたことを間接検出することを目的とする。なお、二つの異なる判定値を用いたのは、いわゆるヒステリシスな判定パターンを採用することで単一の判定値を用いた場合にみられる制御のハンチングを回避するためである。S73判定がNOである限り、デューティ比Dtは最小値Dt(min)のままであり、制御弁開度が最大でクランク圧Pcが増大する。従って、エンジンが高負荷状態にある限り、圧縮機の吐出容量及び負荷トルクが最小状態に保たれて、エンジンの負担軽減が図られる。

【0055】エンジンが高負荷状態から開放された結果S73判定がYESになると、S74においてデューティ比の戻し制御が行われる。これは、一旦最小値Dt(min)にまで低下させたデューティ比Dtを徐々に復帰目標値DtR(即ちRF7の処理に入る直前のデューティ比)に戻すためのDt徐変制御である。S74の枠内に示したグラフでは、S73判定がYESとなった

ときの時点t1である。そこからデューティ比Dtは、所定時間(t2-t1)をかけてDtRにまでほぼ直線的な復帰パターンを保つように戻される。この直線的パターンの傾きは、デューティ比Dtの急激な復帰に起因した斜板傾角の急変による衝撃を生じさせないように設定されている。デューティ比Dtが時点t2で復帰目標値DtRに到達すると、サブルーチンRF7の処理が終了し、処理がメインルーチンに戻される。

【0056】(加速時制御ルーチンRF8) 図4のS45判定でYESの場合、制御装置60は図8の加速時制御ルーチンRF8に示す一連の処理を実行する。まずS81(準備ステップ)において、現在のデューティ比Dtを復帰目標値DtRとして記憶する。DtRは、後述するS87でのデューティ比戻し制御における目標値である。S82において、その時の検出温度Te(t)を加速カット開始時の温度Te(INI)として記憶する。そして制御装置60は、S83で内蔵タイマの計測動作をスタートさせ、S84でデューティ比Dtを最小値Dt(min)に設定変更すると共に最小デューティ比Dt(min)でのデューティ制御を駆動回路61に指令する。これにより、制御弁開度は最大(全開)となりクランク圧Pcが増大する。S85において、タイマによって計測された経過時間が予め定められた設定時間STを超えたか否かを判定する。S85判定がNOである限り、デューティ比Dtは最小値Dt(min)に維持される。換言すれば、タイマスタートからの経過時間が少なくとも設定時間STを超えるまで制御弁開度は全開に保たれ、圧縮機の吐出容量及び負荷トルクが確実に最小化される。そして、加速時におけるエンジン負荷の低減(極小化)を少なくとも時間STだけは確実に達



成する。一般に車輛の加速は一時的なものであるため設定時間STは短くてよい。

【0057】時間STの経過後、S86において、そのときの検出温度Te(t)が、前記加速カット開始時温度Te(INI)に許容増加温度βを加えた温度値よりも大きいかなかを判定する。この判定は、少なくとも時間STの経過により許容増加温度βを超えて温度Te

(t)が増大したかなかを調べるものであり、冷房能力の復帰が直ちに必要であるかなかを判断することを目的とする。S86判定がYESの場合には室温上昇の兆候がみられることを意味するので、その場合には、S87においてデューティ比の戻し制御が行われる。この戻し制御の趣旨は、図7の場合同様、デューティ比Dtを徐々に復帰目標値DtRに戻すことで斜板傾角の急変による衝撃を回避することにある。S87の枠内に示したグラフによれば、S86の判定がYESになったときが時点t4であり、デューティ比Dtが復帰目標値DtRに到達したときが時点t5である。所定時間(t5-t4)をかけて直線的パターンでのDt復帰が実施される。尚、時間隔(t4-t3)は、前記設定時間STとS86判定でNOを繰り返す時間との和に相当する。デューティ比Dtが目標値DtRに到達すると、サブルーチンRF8の処理が終了し、処理がメインルーチンに戻される。

【0058】(空走・減速時制御ルーチンRF9)図4のS47判定でYESの場合、制御装置60は図9の空走・減速時制御ルーチンRF9に示す一連の処理を実行する。まずS91(準備ステップ)において、現在のデューティ比Dtを復帰目標値DtRとして記憶する。このDtRは後述するS95でのデューティ比戻し制御における目標値である。その後S92において制御装置60は、デューティ比Dtを最大値Dt(max)に設定変更すると共に最大デューティ比Dt(max)でのデューティ制御を駆動回路61に指令する。S93において、その時々蒸発器近傍の検出温度Te(t)が設定温度Te(set)よりも大であるかなかを判定する。更にS93判定がYESの場合には、S94において、その時のアクセル開度Ac(t)が依然として最小開度Ac(min)であるかなかを判定する。そして、S93判定及びS94判定が共にYESである限り、デューティ比Dtは最大値Dt(max)のままであり、制御弁開度が最小(つまり閉塞状態)となりクランク圧Pcが減少する。従って、圧縮機の吐出容量及び負荷トルクが最大化され、空走又は減速時の運動エネルギーが圧縮機の駆動力として用いられる。つまりS93→S94→S92の帰還サイクルは、電気自動車における回生制動に類似したエネルギー回収手法の考え方を空調システムに応用したものである。ルーチンRF9の制御の目的は、エンジンEにあまり負荷がかかっていない状況下で余剰の運動エネルギーを空調システムに導入し、室内か

らの熱除去に有効利用することにある。

【0059】S93判定がNO、つまり検出温度Te(t)が設定温度Te(set)以下の場合には、そもそも冷房が不要である。又、S94判定がNO、つまりアクセル開度が大きくなったときには、車輛は空走又は減速という状況にない。故に、これらの場合には、S95においてデューティ比の戻し制御が行われる。この戻し制御の趣旨は、図7及び図8の場合同様、デューティ比Dtを徐々に復帰目標値DtRに戻すことで斜板傾角の急変による衝撃を回避することにある。S95の枠内に示したグラフによれば、S93又はS94の判定がNOになったときが時点t6であり、デューティ比Dtが復帰目標値DtRに到達したときが時点t7である。所定時間(t7-t6)をかけて直線的パターンでのDt復帰が実施される。Dtが目標値DtRに到達すると、サブルーチンRF9の処理が終了し、処理がメインルーチンに戻される。

【0060】(効果)第1実施形態によれば、以下のような効果を得ることができる。

- 本実施形態では、室内又は蒸発器での熱負荷の大きさに影響される吸入圧Psを容量制御弁40の開度制御(つまりは圧縮機の吐出容量制御)の指標とすることなく、冷媒循環回路における二つの圧力監視点P1、P2間の差圧ΔP(t)を直接の制御対象として圧縮機吐出容量のフィードバック制御を実現している。このため、蒸発器での熱負荷状況に影響されることなく、エンジン側の事情を優先すべき非常時には外部制御によって即座に吐出容量を減少又は増大させることができる。それ故に、加速時等におけるカット制御の応答性やカット制御の信頼性及び安定性に優れている。

- 通常時においても、検出温度Te(t)及び設定温度Te(set)に基づく目標差圧(設定差圧)TPDの自動修正(図5のS51~S54)を伴う、二点間差圧ΔP(t)を指標とした吐出容量のフィードバック制御により、人間の快適感を満たすという空調装置本来の目的を十分に達成することができる。つまり本実施形態によれば、通常時における室温の安定維持を図るための圧縮機の吐出容量制御と、非常時における緊急避難的な吐出容量の迅速な変更とを両立させることができる。

- 圧縮機負荷トルクと相関する二点間差圧ΔP(t)を指標としたフィードバック制御系とすることにより、S74、S87及びS95におけるデューティ比の戻し制御のパターンを、思い描いた通りの復帰パターン(本実施形態では直線的パターン)にすることができる。ちなみに、従来のPsに依拠した制御手法では、圧縮機の負荷トルクの時間的変化をコントロールすることが困難で、最小容量から比例直線的に吐出容量を徐々に引き上げるということは事実上できなかった。

- 本件空調装置においてクランク圧Pc

の調節に用いる制御弁40は、少なくともベローズ等の感圧部材を必要とせず、その意味で従来の設定圧可変弁に比べて製造コストを低くできる。

【0064】（第1実施形態の別例）図3の別例枠内に示すように、吐出室22と凝縮器31とをつなぐ流通管56に沿って二つの圧力監視点P1、P2を設定し、その二点間差圧 $\Delta P(t) = P_{dH} - P_{dL}$ を検出するために、流通管56に沿って前記差圧検出器36と同様の検出器を配設してもよい。この場合も、二点間差圧 $\Delta P(t)$ に基づいて冷媒循環回路における冷媒流量を間接把握することができ、前記と同様のフィードバック制御が可能である。

【0065】また、流通管56（又は35）に沿って二つの圧力監視点P1、P2を設定する場合には、両圧力監視点P1、P2間にチョーク又は絞り等の流通抵抗57を配設することは好ましい。かかる流通抵抗57は、二つの圧力監視点P1、P2間の圧力差をより顕著なものとし、冷媒流量の把握を容易にする差圧顕在化手段として機能する。

【0066】（第2実施形態：図11～図15参照）前記第1実施形態では、冷媒循環回路における二点間差圧をセンサを用いて電気信号化し、その差圧データを利用した電氣的内部処理によって電磁制御弁40の開度制御を実現した。これに対し、第2実施形態では、冷媒循環回路における二点間差圧を制御弁自体が機械的に検出し、その検出差圧を制御弁の開度調節に直接的に利用する。即ち、第2実施形態は、冷媒循環回路における二点間差圧を機械的に利用する新規な容量制御機構に関するものである。なお、説明の重複を避けるため、第1実施形態と共通する部分の説明は省略されているものと理解されたし。

【0067】図11に示すように車輻用空調装置の冷房回路（又は冷媒循環回路）は、容量可変型斜板式圧縮機と外部冷媒回路30とを備えている。図11に示す圧縮機の基本構成は図1のレシプロピストン式圧縮機とほぼ同じであるが、組み込まれる容量制御弁CV2の構造が異なるのと、ハウジング内に抽気通路27とも給気通路28とも異なる検圧通路72が設けられている点で相違する。

【0068】図12及び図13に示すように、圧縮機のリヤハウジング4には、吸入室21と吐出室22とを隔絶するための略環状の隔壁（「DS隔壁」と呼ぶ）71が設けられている。そして、DS隔壁71とそれに接触する弁形成体3内には、複数のシリンダボア1aにそれぞれ対応した複数の検圧通路72（一つのみ図示）が設けられている。各検圧通路72の一端は制御弁CV2の一部につながり、他端は弁形成体3を貫通してシリンダボア1a内に開口する。ただし、各検圧通路72の弁形成体側端部は常時ボア1a内空間と連通しているわけではなく、図12に示すようにピストン20の吸入行程時

において吸入弁24が反り返り、当該ボア1aが吸入ポート23を介して吸入室21に連通するのに同期してボア1a内空間と連通する。逆に、そのボアが圧縮・吐出行程にあるときには、吸入弁24によって当該検圧通路72の弁形成体側端部は閉塞される。つまり、各検圧通路72は吸入弁24との協働の下、吸入行程にあるシリンダボア1aを制御弁CV2の一部に選択的に連通させる特殊な通路として機能する。尚、圧縮機が駆動される限り、複数あるシリンダボア1aのうちの少なくとも一つは吸入行程にあるため、検圧通路群による吸入行程時ボアの検圧が途切れることはない。

【0069】図14は、第2実施形態に従う容量制御弁CV2の一例を示す。容量制御弁CV2は、その上半部を占める入れ側弁部と、下半部を占めるソレノイド部とを備えている。入れ側弁部は、吐出室22とクランク室5とを繋ぐ給気通路28の開度（絞り量）を任意調整する。ソレノイド部は、制御弁CV2内に配設された作動ロッド80を外側からの通電制御に基づき変位制御するための一種の電磁アクチュエータを構成し、該電磁アクチュエータは設定差圧変更アクチュエータM2として機能する。作動ロッド80は、先端側にあたる小径部81、ほぼ中央の弁体部82及び基端側にあたる大径部83からなる棒状部材である。

【0070】制御弁CV2のバルブハウジング85は、入れ側弁部の主な外郭を構成する上半部本体85aと、ソレノイド部の主な外郭を構成する下半部本体85bとから構成されている。

【0071】バルブハウジングの上半部本体85aには、弁室86及び連通路87並びに感圧室88が区画形成されている。弁室86、連通路87及び感圧室88内には、作動ロッド80が軸方向（図では垂直方向）に移動可能に配設されている。弁室86及び連通路87は作動ロッド80の配置次第で連通可能となっているが、連通路87と感圧室88とは、バルブハウジングの一部である隔壁によって完全に圧力的に隔絶されている。

【0072】弁室86の底壁は後記固定鉄心75の上端面によって提供される。弁室86を取り囲むバルブハウジングの周壁には半径方向に延びるPdポート89が設けられ、このPdポート89は給気通路28の上流部を介して弁室86を吐出室22に連通させる。連通路87を取り囲むバルブハウジングの周壁にも半径方向に延びるPcポート90が設けられ、このPcポート90は給気通路28の下流部を介して連通路87をクランク室5に連通させる。従って、Pdポート89、弁室86、連通路87及びPcポート90は、制御弁CV2の入れ側弁部において吐出室22とクランク室5とを連通させる給気通路28の一部を構成する。

【0073】弁室86内には作動ロッド80の弁体部82が配置される。連通路87の内径は、ロッド小径部81の外径よりも大きく且つロッド大径部83の外径より



も小さい。このため、弁座86と連通路87との境界に位置する段差は弁座91として機能し、連通路87は一種の弁孔として位置付けられる。作動ロッド80が図14の位置（最下動位置）から、弁体部82が弁座91に着座する最上動位置へ上動されると、連通路87が遮断される。つまり作動ロッドの弁体部82は、給気通路28の開度を任意調節可能な入れ側弁体として機能する。

【0074】作動ロッドの小径部81の先端は感圧室88内に進入しており、その先端部には区画部材としての可動壁92が固着されている。この可動壁92は感圧室88を軸方向に二分して、感圧室88をP1圧力室93とP2圧力室94とに区画する。可動壁92は文字どおり感圧室88内で軸方向に移動可能であるが、P1圧力室93とP2圧力室94との直接連通を許容しない圧力隔壁である。P1圧力室93は、バルブハウジングに形成されたP1ポート93aを介して吸入室21と常時連通する。他方、P2圧力室94は、バルブハウジングに形成されたP2ポート94a及び前記検圧通路72を介していずれかのシリンダボア1aと常時連通する。即ち、P1圧力室93には吸入室21の内圧が圧力 $P_s H$ として導かれ、P2圧力室94には吸入行程にあるボア1aの内圧が圧力 $P_s L$ として導かれている。故に、可動壁92の上面及び下面はそれぞれ、吸入室21の内圧（ $P_s H$ ）と吸入行程のボア内圧（ $P_s L$ ）とにされされる受圧面となる。これらの受圧面はほぼ等しい受圧面積 $S$ を持つので、可動壁92は作動ロッド80に対しそれを押し下げる方向に差圧に基づく押圧力 $F_1 = (P_s H - P_s L) \times S$ を付与する。尚、感圧室88、可動壁92、P1圧力室93及びP2圧力室94は、機械的な差圧検出手段を構成する。

【0075】容量制御弁CV2のソレノイド部は、有底円筒状の収容筒74を備えている。収容筒74の上部には固定鉄心75が嵌合され、この嵌合により収容筒74内にはソレノイド室76が区画されている。ソレノイド室76には、プランジャとしての可動鉄心77が軸方向に移動可能に収容されている。固定鉄心75の中心には、作動ロッド80の大径部83が軸方向に移動可能に配置されている。大径部83の下端は、ソレノイド室76内にあって可動鉄心77の中心に貫設された孔に嵌合されると共にかしめにより嵌着固定されている。従って、可動鉄心77と作動ロッド80とは一体となって上下動する。固定鉄心75と可動鉄心77との間には、戻しバネ78が配設されている。戻しバネ78は、可動鉄心77を固定鉄心75から離間させる方向に作用して可動鉄心77及び作動ロッド80を下方に付勢する。このため、戻しバネ78は、可動鉄心77及び作動ロッド80を最下動位置（非通電時における初期位置）に戻すための初期化手段として位置付けられる。固定鉄心75及び可動鉄心77の周囲には、これら鉄心を跨ぐ範囲にコイル79が巻回されている。このコイル79には制御装

置60の指令に基づき駆動回路61から所定デューティ比 $D_t$ の駆動信号が供給される。コイル79は、デューティ比 $D_t$ 又は供給電流量に応じた大きさの電磁力 $F_2$ を発生し、その電磁力によって可動鉄心77が固定鉄心75に向かって吸引され作動ロッド80が上動する。

【0076】制御弁での作動ロッド80の配置（つまり弁開度）は次のようにして決まる。まずコイル79への通電がない場合（ $D_t = 0\%$ ）には、戻しバネ78の作用が支配的となり作動ロッド80は図14に示す最下動位置に配置される。すると、作動ロッドの弁体部82が弁座91から最も離れて、入れ側弁部は全開状態となる。

【0077】他方、コイル79に対しデューティ比可変範囲の最小デューティの通電があれば、上向きの電磁付勢力 $F_2$ が戻しバネ78の下向き付勢力 $f_2$ を凌駕する。そして、上向き付勢力（ $F_2 - f_2$ ）が前記差圧に基づく押圧力 $F_1$ と対向する。それ故、コイル79の通電時には、付勢力（ $F_2 - f_2$ ）と押圧力 $F_1$ とが均衡するように作動ロッドの弁体部82が弁座91に対して位置決めされ、制御弁CV2の弁開度が決定される。この弁開度に応じて、給気通路28を介してのクランク室5へのガス供給量が決まり、前記抽気通路27を介してのクランク室5からのガス放出量との関係でクランク圧 $P_c$ が調節される。つまり制御弁CV2の弁開度を調節するということはクランク圧 $P_c$ を調節することにほかならない。そして、弁開度は、前記差圧に基づく押圧力 $F_1$ と電磁付勢力 $F_2$ が支配的要因となるソレノイド部の上向き付勢力（ $F_2 - f_2$ ）とのバランスに基づくことから、電磁付勢力 $F_2$ は、そのバランスさせるべき押圧力 $F_1$ の設定値又は目標値を電氣的に調節するために変更可能な付勢力に相当する。前記押圧力 $F_1$ は、 $P_s H$ と $P_s L$ との差圧 $\Delta P(t)$ を反映するものであるから、コイル79への通電制御によって調節される電磁付勢力 $F_2$ は、所望の目標差圧すなわち設定差圧 $T P D$ を規定するバネ力として理解できる。この意味で当該制御弁のソレノイド部、駆動回路61及び制御装置60は、制御弁CV2の自律的な開度調節の基準又は目標となる差圧の目標値（設定差圧）を外部的に変化させるための設定差圧変更手段として位置づけられる。従って、図14の容量制御弁CV2は、外部からコイル79への通電制御に基づいて設定差圧 $T P D$ を変更可能な設定差圧可変型の入れ側制御弁とみることができる。

【0078】第2実施形態に従う車輛用空調装置の制御体系は、基本的に第1実施形態の制御体系（図2参照）に準じている。図14に示す外部情報検知手段M1は、前述の各種センサ類62、63、64、65、66、67及びECUを包括したものであり、この外部情報検知手段M1から制御装置60に提供される外部情報も第1実施形態の場合と同じである。なお、少なくとも制御装置60及び容量制御弁CV2により吐出容量制御手段が

構成される。この第2実施形態でも、制御装置60は、ほぼ図4に示すメインルーチンに従って各種の制御を実行する。具体的には、S43判定がYESのときのアイドリング検査・調整(RF6)や、非常時判定ルーチンで非常時を認定したときの高負荷時制御(RF7)、加速時制御(RF8)、空走・減速時制御(RF9)である。非常時判定ルーチンでのいずれの判定項目も満たさない場合には通常運転状態(通常運転モード)にあるとされ通常制御が行われるが、第1実施形態の制御弁40とはタイプの異なる制御弁CV2を用いているため、その通常制御の内容も異なっている。図15は、第2実施形態の場合に実行される通常制御ルーチン(RF15)を示す。

【0079】(通常制御ルーチンRF15) 図15の通常制御ルーチンRF15は、通常運転モードでの空調能力即ち圧縮機の吐出容量のフィードバック制御に関する手順を示す。但し、差圧を感知する可動壁92を備えた制御弁CV2では、差圧 $\Delta P(t) = P_{SH} - P_{SL}$ に対する弁開度のフィードバック制御は機械的又は内部自律的に完了するため、ルーチンRF15での処理の本質は、蒸発器33での熱負荷状況にあわせて、制御弁CV2の設定差圧TPDをリアルタイムで修正することにある。この意味で図15のルーチンRF15は、図5のルーチンRF5と本質的に異なる。図15のステップS151~S153は、車輛エンジンEが常用回転域を超える高速回転状態にあるときに圧縮機でのデッドロック等を未然防止するための危機回避措置に関する処理である。ステップS154~S157は、デューティ比Dtの回帰的補正による容量制御弁CV2の目標差圧又は設定差圧TPDの再設定に関する処理である。

【0080】S151において制御装置60は、実測されたエンジン回転数NEが、所定の閾値回転数K以上であるか否かを判定する。この閾値回転数Kは、そのK以上での高速回転を持続した場合に圧縮機に異常が起き易くなるか否かという観点で定められており、例えば5000rpmとか6000rpmという回転数である。S151判定がYESの場合、現在のデューティ比Dtが所定の安全値DtSを超えているか否かを判定する。この安全値DtSは、設定差圧TPDを過度に高めず高速回転時において過度な大容量運転を強要し得ないようなデューティ比の上限値であって、例えば40%とか50%といった値である。S151判定及びS152判定が共にYESの場合には、エンジン回転数NEがK以上の高速回転状態であるにもかかわらず、デューティ比Dtが過度な大容量運転を圧縮機に強要するような値であることから、その場合には制御装置60は、S153においてデューティ比Dtを安全値DtSに強制的に引き下げ、その旨を駆動回路61に指令する。そして、閾値回転数K以上の高速回転時には、圧縮機が大容量運転状態に陥るのを未然に回避する。S151判定もしくはS1

52判定がNOの場合又はS153でのDt再設定の後、処理はS154に進む。

【0081】S154において制御装置60は、温度センサ64によって検出された蒸発器付近の温度Te(t)が温度設定器63による設定温度Te(set)より大であるか否かを判定する。S154判定がNOの場合、S155において前記検出温度Te(t)が設定温度Te(set)より小であるか否かを判定する。S155判定もNOの場合には、検出温度Te(t)が設定温度Te(set)に一致していることになるため、冷房能力の変化につながるDt変更つまり設定差圧TPDの設定変更の必要はない。それ故、制御装置60は駆動回路61にデューティ比Dtの変更指令を発することなく、該ルーチンRF15を離脱する。

【0082】S154判定がYESの場合、車室内は暑く蒸発器33での熱負荷が大きいと予測されるため、S156において制御装置60はデューティ比Dtを単位量 $\Delta D$ だけ増大させ、その修正値(Dt+ $\Delta D$ )へのデューティ比変更を駆動回路61に指令する。すると、ソレノイド部の電磁力F2が若干強まることで制御弁CV2の設定差圧TPDも若干増大する。すると、その時点での差圧 $\Delta P(t)$ では上下付勢力の均衡が図れないため、作動ロッド80が上動して戻しバネ78が蓄力され、バネ78の下向き付勢力f2の増加分が上向きの電磁付勢力F2の増加分を補償して再びF1=(F2-f2)が成立する位置に作動ロッドの弁体部82が位置決めされる。その結果、制御弁CV2の開度(給気通路28の開度)が若干減少し、クランク圧Pcが低下傾向となり、クランク圧Pcとシリンダボア内圧とのピストンを介した差が小さくなって斜板12が傾角増大方向に傾動し、圧縮機の状態は吐出容量が増大し負荷トルクも増大する方向に移行する。圧縮機の吐出容量が増大すれば、蒸発器33での除熱能力も高まり温度Te(t)も低下傾向に向かうはずであり、又、圧力監視点P1、P2間の差圧は増加する。

【0083】他方、S155判定がYESの場合、車室内は寒く蒸発器33での熱負荷が小さいと予測されるため、S157において制御装置60はデューティ比Dtを単位量 $\Delta D$ だけ減少させ、その修正値(Dt- $\Delta D$ )へのデューティ比変更を駆動回路61に指令する。すると、ソレノイド部の電磁力F2が若干弱まることで制御弁CV2の設定差圧TPDも若干減少する。すると、その時点での差圧 $\Delta P(t)$ では上下付勢力の均衡が図れないため、作動ロッド80が下動して戻しバネ78の蓄力も減り、バネ78の下向き付勢力f2の減少分が上向きの電磁付勢力F2の減少分を補償して再びF1=(F2-f2)が成立する位置に作動ロッドの弁体部82が位置決めされる。その結果、制御弁CV2の開度(給気通路28の開度)が若干増加し、クランク圧Pcが増大傾向となり、クランク圧Pcとシリンダボア内圧とのピ

ストンを介した差が大きくなって斜板 12 が傾角減少方向に傾動し、圧縮機の状態は吐出容量が減少し負荷トルクも減少する方向に移行する。圧縮機の吐出容量が減少すれば、蒸発器 33 での除熱能力も低まり温度  $T_e$

( $t$ ) も増加傾向に向かうはずであり、又、圧力監視点  $P_1$ 、 $P_2$  間の差圧は減少する。

【0084】このように、 $S_{156}$  及び／又は  $S_{157}$  でのデューティ比の修正処理を経ることで、検出温度  $T_e(t)$  が設定温度  $T_e(\text{set})$  からずれていたとしても制御弁  $CV_2$  の設定差圧  $TPD$  が次第に最適化され、更に制御弁  $CV_2$  での内部自律的な弁開度調節も相俟って温度  $T_e(t)$  が設定温度  $T_e(\text{set})$  付近に収束する。なお、容量制御弁  $CV_2$  は、制御装置 60 によって設定差圧  $TPD$  を変更しない限り、二つの圧力監視点  $P_1$ 、 $P_2$  間の差圧つまり圧損に対応した一定流量を維持すべく圧縮機の吐出容量を自律制御する入れ側内部制御弁として機能する。逆に、設定差圧  $TPD$  を外部的に変更することは、圧縮機の吐出容量を外部制御することに他ならない。

【0085】(効果) 第 2 実施形態によれば、以下のよう

な効果を得ることができる。  
○ 前記第 1 実施形態と同様、第 2 実施形態では、蒸発器 33 での熱負荷の大きさに影響される吸入圧  $P_s$  そのものを容量制御弁の開度制御における直接の指標とすることなく、冷媒循環回路における二つの圧力監視点  $P_1$ 、 $P_2$  間の差圧  $\Delta P(t)$  を直接の制御対象として圧縮機吐出容量のフィードバック制御を実現している。このため、蒸発器 33 での熱負荷状況に影響されることなく、エンジン側の事情を優先すべき非常時には外部制御によって即座に吐出容量を減少又は増大させることができる。それ故に、加速時等におけるカット制御の応答性やカット制御の信頼性及び安定性に優れている。

【0086】○ 通常時においても、検出温度  $T_e(t)$  及び設定温度  $T_e(\text{set})$  に基づいて、設定差圧  $TPD$  を決定するデューティ比  $D_t$  を自動修正 (図 15 の  $S_{154} \sim S_{157}$ ) すると共に、二点間差圧  $\Delta P(t)$  を指標とした制御弁  $CV_2$  の内部自律的な弁開度調節に基づき圧縮機の吐出容量を制御することにより、人間の快適感を満たすという空調装置本来の目的を十分に達成することができる。つまり本実施形態によれば、通常時における室温の安定維持を図るための圧縮機の吐出容量制御と、非常時における緊急避難的な吐出容量の迅速な変更とを両立させることができる。

【0087】○ 第 2 実施形態の空調装置においてクランク圧  $P_c$  の調節に用いる制御弁  $CV_2$  は、感圧室 88 内に作動ロッド 80 と連結された可動壁 92 を必要とするものの、少なくともベローズのような複雑な形状の感圧部材を必要としない。その限りにおいて、設定差圧可変型の制御弁  $CV_2$  は、従来の設定吸入圧可変型の制御弁に比べて構造が簡素化される。

【0088】(第 2 実施形態の別例: 図 16 参照) 図 16 は、入れ側制御方式の設定差圧可変型容量制御弁の別例を示す。図 16 の制御弁は、ソレノイド部の構成 (74~79)、弁室 86 及び連通路 87 の構成並びに感圧室 88 及び可動壁 92 の構成に関しては、図 14 の制御弁と基本的に同じである。作動ロッド及び弁体の構成において図 16 の制御弁は図 14 の制御弁と異なる。図 16 に示すように、弁室 86 内には、弁座 91 に着座可能な球状の弁体 96 が配設されている。この弁体 96 は小径ロッド 97 を介して可動壁 92 に連結されている。つまり、可動壁 92、小径ロッド 97 及び弁体 96 は一体化され、軸方向 (垂直方向) に一体移動可能となっている。固定鉄心 75 内に軸方向移動可能に設けられた作動ロッド 80 の上端部は、弁室 86 内において弁体 96 に当接可能である。少なくともコイル 79 に対し最小デューティ比での電力供給があれば、作動ロッド 80 は弁体 96 及び可動壁 92 と作動連結関係を構築する。かかる作動連結関係が成立する限り、図 14 の制御弁の場合と同様、差圧  $\Delta P(t) = (P_{sH} - P_{sL})$  に基づく押圧力  $F_1$  と、電磁付勢力  $F_2$  と、戻しバネ 78 の付勢力  $f_2$  とのバランスにより弁体 96 が位置決めされ、制御弁の開度 (即ち給気通路 28 の開度) が調節される。従って、図 14 の制御弁の代わりに図 16 の制御弁を用いたとしても、第 2 実施形態と同様の作用及び効果を奏する。

【0089】(第 3 実施形態: 図 17 及び図 18 参照) 前記第 2 実施形態及びその別例は、入れ側制御方式の設定差圧可変型容量制御弁に関するものであった。この第 3 実施形態では、入れ側制御方式と抜き側制御方式とを組み合わせた連動制御方式の設定差圧可変型容量制御弁の一例を示す。なお、入れ側制御方式とは、クランク室 5 と吸入室 21 とをつなぐ抽気通路 27 を常時ガス放出可能な抜き側通路として確保する一方、吐出室 22 とクランク室 5 とをつなぐ給気通路 28 (入れ側通路) の途中に制御弁を配設し、該制御弁で給気通路 28 の開度を調節することにより、給気通路 28 経由でのガス供給量と抽気通路 27 経由でのガス放出量とのバランスを制御してクランク圧  $P_c$  を所望の圧力レベルに設定する制御方式をいう。他方、抜き側制御方式とは、抽気通路 27 (抜き側通路) の途中に制御弁を配設し、該制御弁で抽気通路 27 の開度を調節することにより、ブローバイガス等によるクランク室 5 へのガス供給量と抽気通路 27 経由でのガス放出量とのバランスを制御してクランク圧  $P_c$  を所望の圧力レベルに設定する制御方式をいう。以下の説明では重複説明を避けるため、第 2 実施形態と共通する部分の説明は省略されているものと理解されたし。

【0090】図 17 及び図 18 は、第 3 実施形態に従う容量制御弁  $CV_3$  の一例を示す。容量制御弁  $CV_3$  は、その上半部を占める入れ側及び抜き側連動弁部と、下半

部を占めるソレノイド部とを備えている。

【0091】入れ側及び抜き側連動弁部は、吐出室22とクランク室5とを繋ぐ給気通路28の開度（絞り量）およびクランク室5と吸入圧 $P_s$ 近似の低圧領域（本件ではボア1a）とをつなぐ抽気通路（27, 72）の開度（絞り量）を選択的に調節する。ソレノイド部は、制御弁CV3内に配設された作動ロッド80を外部からの通電制御に基づき変位制御するための一種の電磁アクチュエータを構成し、該電磁アクチュエータは設定差圧変更アクチュエータM2として機能する。制御弁CV3のソレノイド部の構成は、前記制御弁CV2のソレノイド部と本質的に同じである。つまり、作動ロッド80の下端（基端部）には、プランジャとしての可動鉄心77が固定され、両者77, 80は一体となって上下動する。固定鉄心75と可動鉄心77との間に設けられた戻しバネ78は、可動鉄心77及び作動ロッド80を下方に付勢すると共に、可動鉄心77及び作動ロッド80を最下動位置（非通電時における初期位置）に戻すための初期化手段として機能する。コイル79には、制御装置60の指令に基づき駆動回路61から所定デューティ比D tの駆動信号が供給される。コイル79は、デューティ比D tに応じた大きさの電磁力F2を発生し、その電磁力により作動ロッド80は上動する。

【0092】制御弁CV3のバルブハウジング85の上半部本体85aには、弁室86、連通路87及び感圧室88が区画形成されている。弁室86及び連通路87内には作動ロッド80が軸方向（垂直方向）に移動可能に配設されている。特に連通路87内には、作動ロッド80の上端部（先端部）に形成された係合部80aが常駐する。この係合部80aの径は連通路87の内径よりも明らかに小さく、該係合部80aが連通路87を閉塞することはない。作動ロッド80の本体部は係合部80aよりも細く、係合部80aとロッド本体部との境界には下側係合面80bが存在する。作動ロッドの係合部80aの上端面は、上側係合面80cとして機能する。そして、弁室86と連通路87、又は、連通路87と感圧室88は、後記入れ側弁体98及び抜き側弁体100との協働の下、作動ロッド80の配置次第で選択的に連通可能となっている。

【0093】弁室86の底壁は固定鉄心75の上端面によって提供される。弁室86を取り囲むバルブハウジングの周壁には半径方向に延びるPdポート89が設けられ、このPdポート89は給気通路28の上流部を介して弁室86を吐出室22に連通させる。連通路87を取り囲むバルブハウジングの周壁にも半径方向に延びるPcポート90が設けられ、このPcポート90は給気通路28の下流部を介して連通路87をクランク室5に連通させる。従ってPdポート89、弁室86、連通路87及びPcポート90は、制御弁CV3の連動弁部において吐出室22とクランク室5とを連通させる給気通路

28の一部を構成する。

【0094】弁室86内には入れ側弁体98が配設されている。入れ側弁体98は略環状をなしており、作動ロッド80の本体部に対し相対摺動可能に外嵌されている。入れ側弁体98の外径は弁室86の内径よりも小さいが連通路87の内径よりも大きく、故に弁室86と連通路87との間の段差は弁座91として機能し、入れ側弁体98はその弁座91に着座可能となっている（図18参照）。連通路87は一種の弁孔として位置付けられる。弁室86内には更に閉弁バネ99が配設されている。閉弁バネ99は、入れ側弁体98を弁座91に着座させる方向に常時付勢する。そのみならず閉弁バネ99は、図18に示すように作動ロッド80が上動傾向にあって入れ側弁体98が作動ロッド係合部80aによる干渉を受けない限り、入れ側弁体98を弁座91に着座させ、給気通路としての連通路87を遮断させる。なお、閉弁バネ99の上向き付勢力f3は、戻しバネ78の下向き付勢力f2よりも小さい。

【0095】感圧室88内には可動壁92が軸方向に移動可能に設けられている。この可動壁92は、感圧室88をP1圧力室93とP2圧力室94とに区画して両室の直接連通を許容しない圧力隔壁である。P1圧力室93は、バルブハウジングに形成されたP1ポート93aを介して吸入室21と常時連通する。P2圧力室94は、バルブハウジングに形成されたP2ポート94a及び前記検圧通路72を介していずれかのシリンダボア1aと常時連通する。つまり、P1圧力室93には吸入室21の内圧が圧力 $P_s H$ として導かれ、P2圧力室94には吸入行程にあるボア1aの内圧が圧力 $P_s L$ として導かれている（圧縮機運転中は当然 $P_s L < P_s H$ ）。なお、Pcポート90、連通路87、P2圧力室94及びP2ポート94aは、制御弁CV3の連動弁部においてクランク室5と吸入圧 $P_s$ 近似の低圧領域（1a）とを連通させる抽気通路（27, 72）の一部を構成する。なお、第3実施形態では、給気通路28の下流部は抽気通路の上流部を兼用する。又、感圧室88、可動壁92、P1圧力室93及びP2圧力室94は、制御弁CV3における機械的な差圧検出手段を構成する。

【0096】更にP2圧力室94内には抜き側弁体100が配設されている。抜き側弁体100は可動壁92と一体化されており、可動壁92の移動に応じて連通路87に接近離間する。抜き側弁体100の外径は連通路87の内径よりも大きく、故に連通路87とP2圧力室94との間の段差は弁座101として機能し、抜き側弁体100はその弁座101に着座可能となっている（図17参照）。図17に示すように作動ロッド80が下動傾向にあって抜き側弁体100が作動ロッド係合部80aによる干渉を受けない限り、可動壁92及び抜き側弁体100は、両圧力室93, 94間の差圧（ $P_s H - P_s L$ ）に基づく押圧力F1により弁座101に着座し、抽

気通路としての連通路 87 を遮断する。

【0097】作動ロッドの係合部 80a の長さ（即ち下側係合面 80b と上側係合面 80c との距離）は、連通路 87 の長さ（即ち弁座 91 と弁座 101 との距離）以下に設定されている。これにより、ソレノイド部の電磁付勢力  $F_2$  の設定次第で、係合部 80a が入れ側弁体 98 にも抜き側弁体 100 にも干渉せず両弁体がそれぞれ対応する弁座 91, 101 に着座する状態（つまり給気通路と抽気通路とが同時閉塞される状態）を作り出せるようになっている。換言すれば、この連動制御方式の制御弁 CV3 は、ソレノイド部へのデューティ制御により、入れ側制御方式の制御弁又は抜き側制御方式の制御弁として二者択一的に機能する。この意味で、制御弁 CV3 のソレノイド部は、入れ側制御弁機能と抜き側制御弁機能とを外部制御により切り替えるための切替え手段と位置づけられる。

【0098】次に容量制御弁 CV3 の作用について説明する。まずコイル 79 への通電がない場合（ $D_t = 0\%$ ）には、初期化手段としての戻しバネ 78 の作用により作動ロッド 80 は図 17 に示す最下動位置に配置される。このとき、作動ロッド係合部の下側係合面 80b が閉弁バネ 99 の付勢力に抗して入れ側弁体 98 を押し下げる。その結果、図 17 に示すように入れ側弁体 98 が弁座 91 から離れ、入れ側弁領域における給気通路 28 の開度が最大となる。他方、可動壁 92 及び抜き側弁体 100 は、 $(P_{sH} - P_{sL})$  の差圧により感圧室 88 内で最下動位置に配置され、抜き側弁体 100 により抽気通路（27, 72）が閉塞される。つまりこの場合には、制御弁 CV3 は入れ側制御弁として機能する。

【0099】他方、コイル 79 に対しデューティ比可変範囲の最小デューティの通電があれば、上向きの電磁付勢力  $F_2$  が戻しバネ 78 の下向き付勢力  $f_2$  を凌駕し、少なくとも上側係合面 80c が抜き側弁体 100 の底面に当接するまで作動ロッド 80 が上動される。この上動に伴いロッド係合部の下側係合面 80b による入れ側弁体 98 への干渉がなくなり、入れ側弁体 98 は閉弁バネ 99 の作用によって図 18 に示すように弁座 91 に着座し、給気通路 28 を閉塞する。他方、電磁付勢力  $F_2$  がある程度大きい場合には、係合部 80a が抜き側弁体 100 を押し上げる方向に付勢し、抽気通路（27, 72）が開放される。つまりこの場合には、制御弁 CV3 は抜き側制御弁として機能する。なお、図 18 の状態では、抜き側弁体 100 は作動ロッド 80 を介してソレノイド部に作動連結される。

【0100】制御弁 CV3 が抜き側制御弁として機能する場合（図 18 参照）、戻しバネ 78 の作用によって減殺された電磁力つまり上向き付勢力（ $F_2 - f_2$ ）が、前記差圧に基づく押圧力  $F_1$  と対向する。それ故、コイル 79 の通電時には、付勢力（ $F_2 - f_2$ ）と押圧力  $F_1$  とが均衡するように抜き側弁体 100 が弁座 101 に

対して位置決めされ、抽気通路における弁開度が決定される。この弁開度に応じて、抽気通路を介してのクランク室 5 からのガス放出量が決まり、ブローバイガス等によるクランク室 5 へのガス供給量との関係でクランク圧  $P_c$  が調節される。つまり、制御弁 CV3 の弁開度を調節するということはクランク圧  $P_c$  を調節することにほかならない。そして、第 2 実施形態と同様、制御弁の弁開度は、前記差圧に基づく押圧力  $F_1$  と電磁付勢力  $F_2$  が支配的要因となるソレノイド部の上向き付勢力（ $F_2 - f_2$ ）とのバランスに基づくことから、電磁付勢力  $F_2$  は、そのバランスさせるべき押圧力  $F_1$  の設定値又は目標値を電氣的に調節するために変更可能な付勢力に相当する。前記押圧力  $F_1$  は、 $P_{sH}$  と  $P_{sL}$  との差圧  $\Delta P(t)$  を反映するものであるから、コイル 79 への通電制御によって調節される電磁付勢力  $F_2$  は、所望の目標差圧すなわち設定差圧  $TPD$  を規定するバネ力として理解できる。この意味で当該制御弁のソレノイド部、駆動回路 61 及び制御装置 60 は、制御弁 CV3 の自律的な開度調節の基準又は目標となる差圧の目標値（設定差圧）を外部的に変化させるための設定差圧変更手段として位置づけられる。従って、図 17 及び図 18 に示す容量制御弁 CV3 は、外部からコイル 79 への通電制御に基づいて設定差圧  $TPD$  を変更可能な設定差圧可変型の抜き側制御弁として機能し得る。

【0101】第 3 実施形態に従う車輛用空調装置の制御体系は第 2 実施形態に準じており、少なくとも制御装置 60 及び容量制御弁 CV3 によって吐出容量制御手段が構成される。図 17 の制御装置 60 によって実行される制御の内容も、第 2 実施形態の場合とほぼ同じである。即ち、制御装置 60 は図 4 のメインルーチンに従った非常時判定処理を行い、非常時にはサブルーチン RF7, RF8, RF9 に従うデューティ比制御（及びその戻し制御）を行う。制御弁 CV3 は、デューティ比  $D_t$  を 0% にした場合に、抽気通路を閉塞すると共に入れ側弁体 98 を強制的に押し下げて給気通路 28 を強制開放しクランク圧  $P_c$  を増大傾向に導く特性であるため、前記サブルーチン RF7, RF8, RF9 の処理手順がそのまま妥当する。他方、制御装置 60 は、通常運転時には、図 15 のサブルーチン RF15 に従った設定差圧  $TPD$  のリアルタイム修正を行う。抜き側制御弁として機能する場合の制御弁 CV3 は、デューティ比  $D_t$  を高めるほど抽気通路の開度を増大させクランク圧  $P_c$  を低下傾向に導く特性であるため、RF15 の S154~S157 の  $D_t$  再設定の処理手順がそのまま妥当する。

【0102】第 3 実施形態の容量制御弁 CV3 は、第 2 実施形態の容量制御弁 CV2 と同様の作用及び効果を奏する。いくつかの効果の中で主なものを要約すると、通常運転時に検出温度  $T_e(t)$  が設定温度  $T_e(\text{set})$  からずれたとしても、制御装置 60 が制御弁 CV3 の設定差圧  $TPD$  を逐次最適化し、検出温度  $T_e(t)$



を設定温度  $T_{e(s e t)}$  付近に収束させることができる。又、車輛加速時等の非常時には、迅速にクランク圧  $P_c$  を上昇（又は下降）させて圧縮機の吐出容量を迅速に最小化（又は最大化）することができる。即ち本実施形態によれば、通常時における室温の安定維持を図るための圧縮機の吐出容量制御と、非常時における緊急避難的な吐出容量の迅速な変更とを両立させることができる。

【0103】（第4実施形態：図19及び図20参照）  
第4実施形態では、抜き側制御方式の設定差圧可変型制御弁を例示する。図19に示す制御弁は、バルブハウジング85内に区画された弁室86、連通路87及び感圧室88を備えている。弁室86は抽気通路27の上流部を介してクランク室5に連通し、連通路87は抽気通路27の下流部を介して吸入室21に連通している。弁室86内には弁座91に着座可能な弁体96が配設されている。弁室86と連通路87とは、弁室86内に配設された弁体96の配置に応じ相互に連通可能となっている。従って、弁室86と連通路87は制御弁内において抽気通路27の一部を構成する。

【0104】弁体96は小径ロッド97を介して可動壁92に連結され、これら（96、97、92）は軸方向（図19では左右方向）に一体移動可能である。可動壁92は感圧室88をP1圧力室93とP2圧力室94とに二分する。この制御弁では、P1圧力室93はP2圧力室94よりも弁室86に近い側に設けられ、二つの圧力監視点P1、P2間の差圧に基づく押圧力F1は、可動壁92を弁室86から遠ざける方向に作用する。なお、感圧室88、可動壁92、P1圧力室93及びP2圧力室94は、制御弁における機械的な差圧検出手段を構成する。

【0105】他方、弁体96は、設定差圧変更アクチュエータM2と弾性的に作動連結されている。このアクチュエータM2は、前記押圧力F1の向きと反対向きの付勢力F2を弁体96に及ぼす。アクチュエータM2は、例えば図14に示すような電磁ソレノイド式のアクチュエータであり、制御装置60による通電制御によって付勢力F2を変化させる。そして、アクチュエータM2、駆動回路61及び制御装置60は、制御弁の自律的な開度調節の基準又は目標となる差圧の目標値（設定差圧）TPDを外部的に変化させるための設定差圧変更手段を構成する。

【0106】図19に示すような抜き側制御弁を用いても、冷媒循環回路におけるガス流量を設定差圧TPDに基づいて制御することができる。そして、前記第2及び第3実施形態と同様、通常時における室温の安定維持を図るための圧縮機の吐出容量制御と、非常時における緊急避難的な吐出容量の迅速な変更とを両立させることができる。

【0107】図20の制御弁は、図19の制御弁の変更

例である。図20に示すように、連通路87はP1圧力室93と常時連通しており、弁室86、連通路87及びP1圧力室93が、制御弁内で抽気通路27の一部を構成する。この図20の制御弁でも図19の制御弁と同様の作用及び効果を奏することができる。なお、図20の構成に従えば、図19の構成に比べてバルブハウジングに形成すべきポートの数を一つ減らすことができる。

【0108】（その他の変更例）

○ 前記第2～第4実施形態はいずれも、上流側の圧力監視点P1を圧縮機の吸入室21内に設定し、下流側の圧力監視点P2を吸入行程にあるシリンダボア1a内に設定していた。第2～第4実施形態の設定差圧可変型容量制御弁を用いる場合でも、二つの圧力監視点の選択の仕方は上記の場合に限定されない。第1実施形態及びその別例の場合と同様に、蒸発器33と吸入室21とをつなぐ冷媒ガスの流通管35、又は、吐出室22と凝縮器31とをつなぐ冷媒の流通管56の途中に二つの圧力監視点P1、P2を設定し、それぞれの圧力を制御弁のP1圧力室93及びP2圧力室94に導入するようにしてもよい。

【0109】○ 前記第2～第4実施形態の制御弁における設定差圧変更アクチュエータM2は、直動ソレノイドである必要はなく、図21に示すようなスプールを利用した圧力アクチュエータであってもよい。即ち、バルブハウジング85の一部に作動室110を区画し、その作動室110内にスプール111を作動ロッド80の軸方向に移動可能に設ける。スプール111は作動ロッド80に連結され両者は一体移動する。スプール111により作動室110は高圧室112と低圧室113とに二分される。高圧室112は通路114を介して吐出圧Pdの領域（例えば吐出室22）と繋がっている。但し、その通路114の途中には、制御装置60により全開又は全閉に制御される開閉弁115が設けられている。他方、低圧室113はポート116を介して常時クランク室5（クランク圧 $P_c$ の領域）に連通している。低圧室113には、スプール111を高圧室112の方に付勢する戻しバネ78が配設されている。更にスプール111には、高圧室112と低圧室113とをつなぐ絞り通路117が形成されている。

【0110】作動ロッド80を特定方向（図21では右方向）に付勢又は強制移動する必要があるときには、制御装置60は駆動回路61を介して開閉弁115を所定時間だけ開弁させる。すると吐出圧Pdのガスが高圧室112に導入されるが、絞り通路117のおかげで高圧室112の内圧は直ちに低下せず、両室112、113間の圧力差が大きくなる。この圧力差は、戻しバネ78の付勢力に打ち勝ってスプール111及び作動ロッド80を特定方向に移動させる付勢力又は押圧力を生み出す。制御装置60によって開閉弁115が開弁されると、高圧室112内の高圧ガスは絞り通路117及び低

圧室 113 を介してクランク室 5 に放出されるばかりとなる。その放出過程でスプール 111 は戻しバネ 78 によって押し戻されるが、スプール 111 及び作動ロッド 80 は、作動ロッド 80 に作用する力と、両室 112, 113 間の差圧に基づく力と、戻しバネ 78 の付勢力とが均衡する位置に位置決めされる。従って、図 21 のような圧力アクチュエータを、設定差圧可変型の容量制御弁における設定差圧変更アクチュエータ M2 として用いることができる。

【0111】○ 図 23 に示すように、二つの圧力監視点 P1, P2 のうち、第 1 の圧力監視点 P1 を容量可変型圧縮機 CM の吐出室 22 内に設定すると共に、第 2 の圧力監視点 P2 を前記 P1 点から所定距離だけ離れた流通管 56 の途中に設定してもよい。この場合更に、二つの圧力監視点 P1, P2 間に、差圧顕在化手段としての絞り 120 を配設することは好ましい。絞り 120 の配設により、二つの圧力監視点 P1, P2 間における差圧が顕在化、明確化又は拡大されて二点間差圧  $\Delta P(t)$  に基づく制御がし易くなる。尚、図 23 のような冷媒循環回路を構成する場合、それに適用可能な制御弁としては例えば図 24 の制御弁があげられる。図 24 の制御弁は、基本的に図 14 の制御弁 CV2 と同じ構造であるが、P1 圧力室 93 及び P2 圧力室 94 に導入される圧力の種類が異なる。図 24 の制御弁では、P1 圧力室 93 には P1 点の圧力が  $PdH$  (即ち吐出圧  $Pd$ ) として、P2 圧力室 94 には P2 点の圧力が  $PdL$  としてそれぞれ導かれる。可動壁 92 は  $\Delta P(t) = PdH - PdL$  の差圧に感応して、図 14 の制御弁 CV2 と同様に作動する。

【0112】○ 但し図 23 のように、二点間差圧の顕在化のみを目的として絞り 120 を配設したとすれば、冷媒循環回路の流通抵抗が単に拡大するというデメリットも生じ、絞り 120 を配設することの利害得失がはっきりしない。故に、絞り 120 が差圧顕在化手段としての機能以外の他の機能を併せ持つ多機能的存在であることが好ましい。例えば図 25 に示すように、圧縮機のリヤハウジング 4 の外周壁と流通管 56 との接続部位にマフラー室 122 を設け、そのマフラー室 122 と吐出室 22 とを連通させる通路としての絞り 121 をリヤハウジング 4 に形成することは好ましい。この場合、絞り 121 は、差圧顕在化手段として機能するのみならず、各シリンダボア 1a から吐出室 22 に吐出される高圧ガスの脈動の影響を緩和して、流通管 56 側での高圧冷媒ガスの脈動を減衰又は低減する手段としても機能する。

【0113】○ 図 23 の絞り 120 や図 25 の絞り 121 に代えて、図 26 に示すような逆止弁機構 130 が圧縮機の吐出室 22 と流通管 56 の間に配設されてもよい。図 26 によれば逆止弁機構 130 は、弁孔 131 を有する弁座 132 と、その上に被冠された連通孔 133 付きの円筒状ケース 134 と、弁座に対し接離可能な弁

体 135 と、該弁体を弁孔閉塞方向に付勢する付勢バネ 136 とを備える。逆止弁機構の弁孔 131、ケース 134 の内空間および連通孔 133 は、吐出室 22 と流通管 56 とをつなぐ連絡通路を構成し、弁孔 131 はその連絡通路の途中に設けられた絞り (図 25 の絞り 121 に相当するもの) として機能する。弁体 135 は、前記弁孔に面した下端面 (閉塞面) に作用する吐出圧  $Pd$  と上端面 (背面) に作用する流通管 56 側の圧力との差に基づく荷重と、付勢バネ 136 のバネ荷重とのバランスに基づき弁座 132 に対し位置決めされる。その結果、絞りとしての弁孔 131 は弁体 135 によって開閉制御される。即ち、圧縮機の運転によって吐出圧  $Pd$  が十分に高い場合には、弁孔 131 は開放されて冷媒循環回路を経由する冷媒循環が維持される。他方、圧縮機の吐出容量が最小化されて吐出圧  $Pd$  が低い場合には、弁孔 131 は閉塞されて冷媒循環回路を経由する冷媒循環は遮断される。

【0114】逆止弁機構 130 は、第一義的には流通管 56 から吐出室 22 への高圧ガスの逆流を防止するための逆流防止機構であるが、それに留まらず、容量可変型圧縮機 CM がクラッチレスタイプの場合に別の役割をも担う。即ちクラッチレス圧縮機では、車輻エンジン E が停止しない限り駆動軸 6 及び斜板 12 を含む内部機構が常に回転し続けるという事情があり、それ故に、冷媒ガスの一部が常に圧縮機内部を循環することで潤滑オイルのミスト化及び駆動部位への搬送が維持される必要がある。図 26 に示すような逆止弁機構 130 は、吐出室の内圧 ( $Pd$ ) と流通管 56 側の圧力との差が所定の閾値以上に拡大しないと、吐出室 22 から流通管 56 側への高圧冷媒ガスの導出を許容しない。このため、付勢バネ 136 のバネ力を適宜選択すれば、最小吐出容量時等の吐出圧  $Pd$  の低い運転状態では、吐出室 22 から流通管 56 への冷媒の放出が遮断され、吐出室 22 → 制御弁 → クランク室 5 → (抽気通路 27) → 吸入室 21 → シリンダボア 1a → 吐出室 22 という冷媒ガスの内部循環が維持されて、駆動部位への潤滑オイルの供給が担保される。このように図 26 の逆止弁機構 130 は、流通管 56 から吐出室 22 への逆流防止手段、最小吐出容量時等における冷媒ガスの内部循環維持手段および二つの圧力監視点 P1, P2 間の差圧を顕在化させる差圧顕在化手段としての機能を併せ持つ。

【0115】○ 図 26 では、前記弁孔 131 は絞りとしての口径を持つものであったが、弁孔 131 が絞りというにふさわしい口径を持たない大口径の孔であったとしても、逆止弁機構 130 の弁開度が小さい場合には弁体 135 と弁座 132 との間の隙間が絞りとしての役目を果たし得る。つまり逆止弁機構 130 にあっては、絞りというに足る口径の孔を備えない場合でも、弁体 135 と弁座 132 との相対位置関係により事実上の絞りを出現させることができ、差圧顕在化手段として機能し得



る。

【0 1 1 6】（前記各請求項に記載した以外の技術的思想のポイント）

○ 請求項 2 において「差圧以外の種々の外部情報」は、少なくとも蒸発器での熱負荷状況に関する物理量を含むこと。

【0 1 1 7】○ 請求項 8 又は 1 9 において、前記レシプロピストン式圧縮機はそのハウジング内に、吸入行程にあるシリンダボアを差圧検出手段に連通させる検圧通路（7 2）を備えていること。又、前記検圧通路は、シリンダボア内に配設された吸入弁によって吸入行程時には開放され吐出・圧縮行程時には閉塞されること。すなわち、前記検圧通路及び前記吸入弁によって、複数あるシリンダボアのうち吸入行程にあるボアのみを選択的に差圧検出手段に連通させる検圧ボア選択手段が構成されること。

【0 1 1 8】○ 請求項 1 7 又は 1 8 において、前記区画部材によって区画された二つの圧力室の一つは抽気通路の一部を構成すること（図 1 7、1 8、2 0 参照）。又、前記抽気通路の一部を構成する圧力室には、前記区画部材に連結された抜き側弁体が配設されていること（図 1 7、1 8 参照）。

【0 1 1 9】○ 請求項 1 4 において、前記差圧顕在化手段は二つの圧力監視点間に配設された絞りを含むこと。なお、この絞りは、流通管 5 6 での吐出脈動を減衰又は低減するために、吐出室 2 2 と流通管 5 6 との境界領域に配設された固定絞りであることは更に好ましい。

【0 1 2 0】○ 請求項 1 4 において、前記差圧顕在化手段は、クラッチレス圧縮機の吐出室と流通管との境界領域に配設された逆止弁機構を含むこと。尚、この明細書でいう「冷媒循環回路」とは、図 3 及び図 2 3 に示すような凝縮器 3 1、膨張弁（減圧装置）3 2、蒸発器 3 3 並びに圧縮機（その内部の吸入室 2 1、ボア 1 a 及び吐出室 2 2）を経由する循環回路を指す。この意味で吸入行程又は圧縮・吐出行程にあるシリンダボア 1 a も冷媒循環回路の一部となる。他方、圧縮機内部での潤滑油循環を目的として必要最小限の冷媒ガス流通を確保するために圧縮機のクランク室 5 を経由して設定される内部循環回路は、前記「冷媒循環回路」には含まれない。

【0 1 2 1】

【発明の効果】以上詳述したように本発明によれば、蒸発器での熱負荷状況に影響されることなく、必要時には外部制御によって圧縮機の吐出容量を迅速に変更することができる。特に本発明によれば、室温の安定維持を図るための圧縮機の吐出容量制御と、緊急避難的な吐出容量の迅速な変更とを両立させることが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】第 1 実施形態に従う容量可変型斜板式圧縮機の断面図。

【図 2】容量制御弁の断面とその制御体系を示すブロッ

ク図。

【図 3】差圧検出器を含む冷媒循環回路の概要を示す回路図。

【図 4】容量制御のメインルーチンのフローチャート。

【図 5】通常制御ルーチンのフローチャート。

【図 6】アイドルリング検査・調整ルーチンのフローチャート。

【図 7】高負荷時制御ルーチンのフローチャート。

【図 8】加速時制御ルーチンのフローチャート。

10 【図 9】空走・減速時制御ルーチンのフローチャート。

【図 1 0】二点間差圧制御の経時変化の一例を示すグラフ。

【図 1 1】第 2 実施形態に従う容量可変型斜板式圧縮機の断面図。

【図 1 2】検圧通路を含む圧縮機ハウジングの要部拡大断面図。

【図 1 3】ハウジング後方側から見た D S 隔壁の部分断面図。

20 【図 1 4】第 2 実施形態の設定差圧可変型容量制御弁の断面図。

【図 1 5】設定差圧決定に関わる通常制御ルーチンのフローチャート。

【図 1 6】第 2 実施形態の別例の設定差圧可変型容量制御弁の断面図。

【図 1 7】第 3 実施形態の設定差圧可変型容量制御弁の断面図。

【図 1 8】第 3 実施形態の設定差圧可変型容量制御弁の断面図。

30 【図 1 9】第 4 実施形態の設定差圧可変型容量制御弁の断面図。

【図 2 0】第 4 実施形態の別例の設定差圧可変型容量制御弁の断面図。

【図 2 1】設定差圧変更アクチュエータの別例の概略断面図。

【図 2 2】従来技術での吸入圧と吐出容量の関係を概念的に示すグラフ。

【図 2 3】別例となる冷媒循環回路の概要を示す回路図。

40 【図 2 4】別例となる設定差圧可変型容量制御弁の断面図。

【図 2 5】差圧顕在化手段の一例を示す断面図。

【図 2 6】差圧顕在化手段の一例を示す断面図。

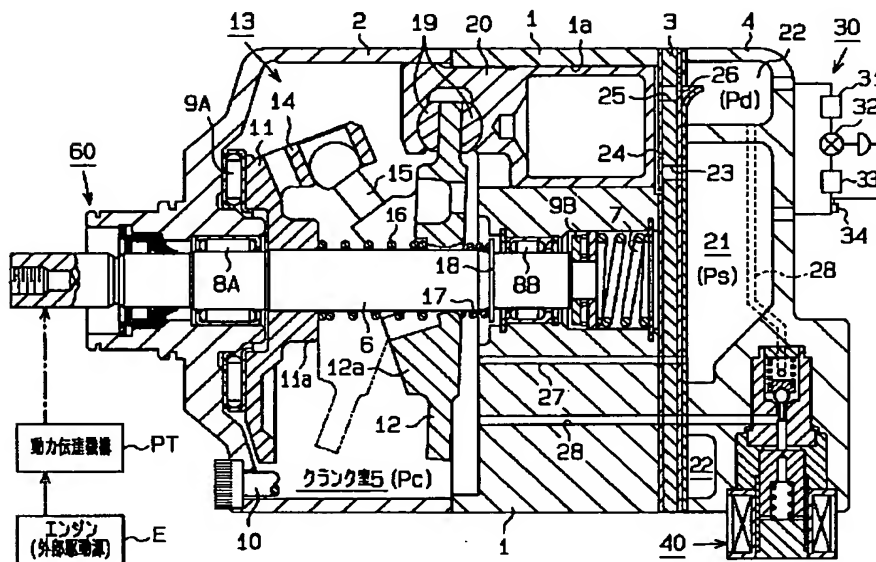
【符号の説明】

1 a …シリンダボア、5 …クランク室、1 2 …斜板（カムプレート）、2 0 …ピストン、2 1 …吸入室（吸入圧領域）、2 2 …吐出室（吐出圧領域）、2 7 …抽気通路、2 8 …給気通路、3 1 …凝縮器、3 2 …膨張弁（減圧装置）、3 3 …蒸発器、3 6 …差圧検出器（電気的な差圧検出手段）、4 0 …容量制御弁、5 7 …流通抵抗（差圧顕在化手段）、6 0 …制御装置（4 0 及び 6 0 は

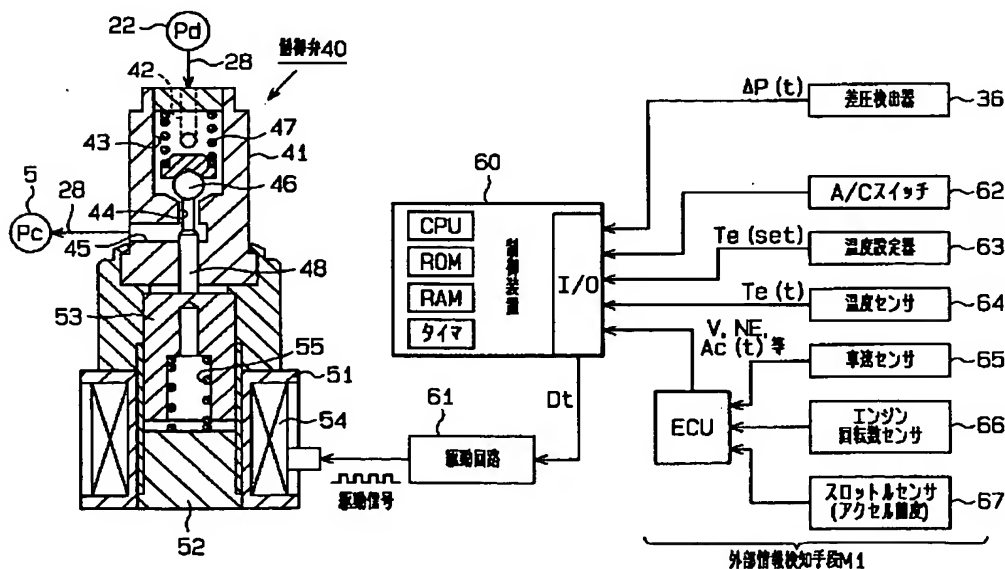
41

吐出容量制御手段を構成する)、62…A/Cスイッチ、63…温度設定器、64…温度センサ、65…車速センサ、66…エンジン回転数センサ、67…スロットルセンサ(アクセル開度センサ)、ECU…エンジン制御ユニット(62~67及びECUは外部情報検知手段を構成する)、78…戻しバネ(初期化手段)、82…作動ロッドの弁体部(入れ側弁体)、85…バルブハウジング、86…弁室、88…感圧室、92…可動壁(区画部材)、93…P1圧力室、94…P2圧力室(88, 92, 93及び94は機械的な差圧検出手段を構成

【図1】



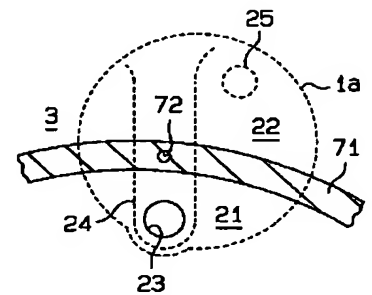
【図2】



42

する)、96…弁体、98…入れ側弁体、100…抜き側弁体、120および121…絞り(差圧顕在化手段)、130…逆止弁機構(差圧顕在化手段)、131…弁孔(絞り)、CV2, CV3…容量制御弁(60及びCV2又はCV3は吐出容量制御手段を構成する)、M1…外部情報検知手段、M2…設定差圧変更アクチュエータ、P1, P2…圧力監視点、Pc…クランク圧(クランク室の内圧)、TPD…目標差圧(設定差圧)。

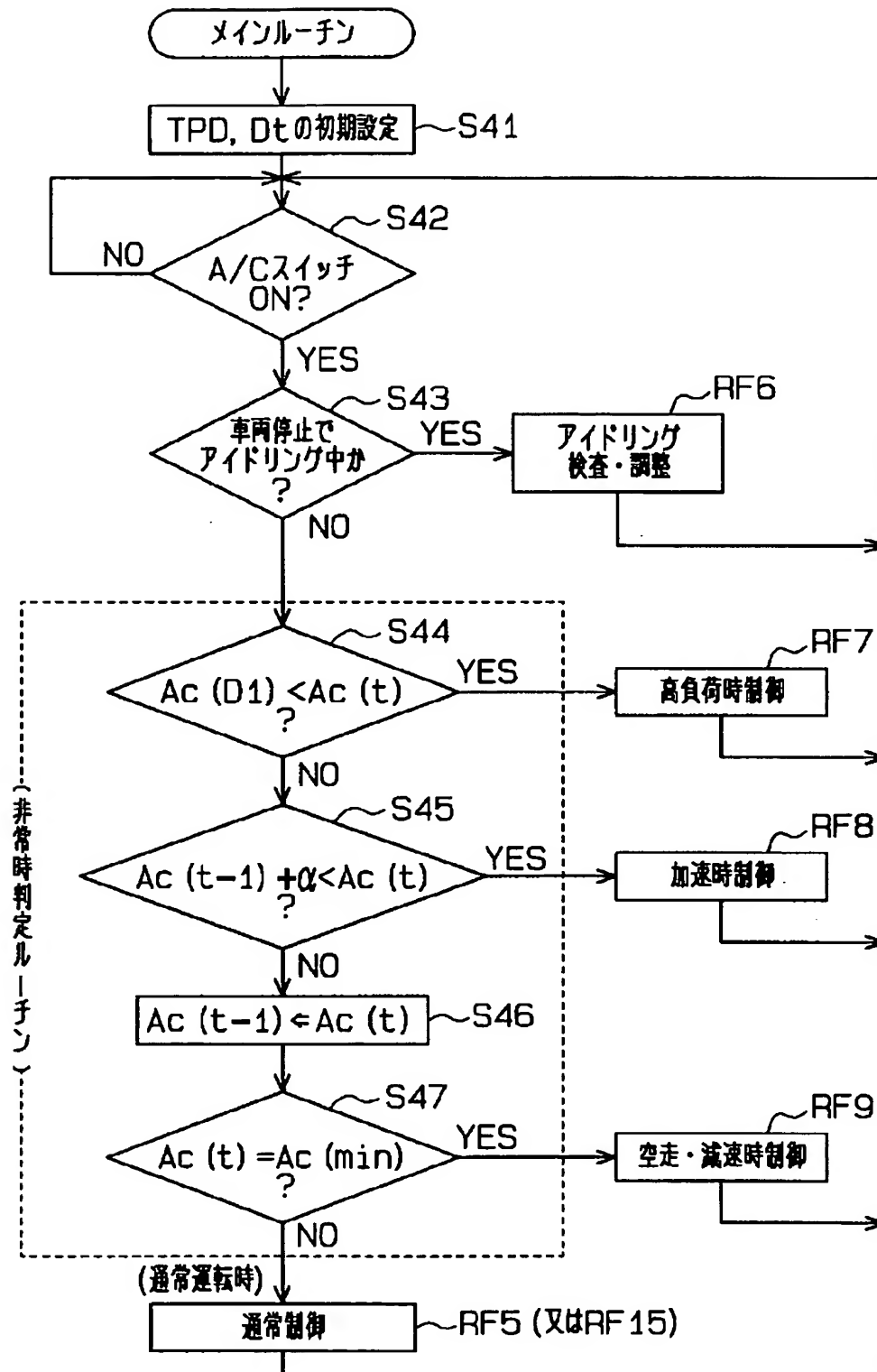
【図13】



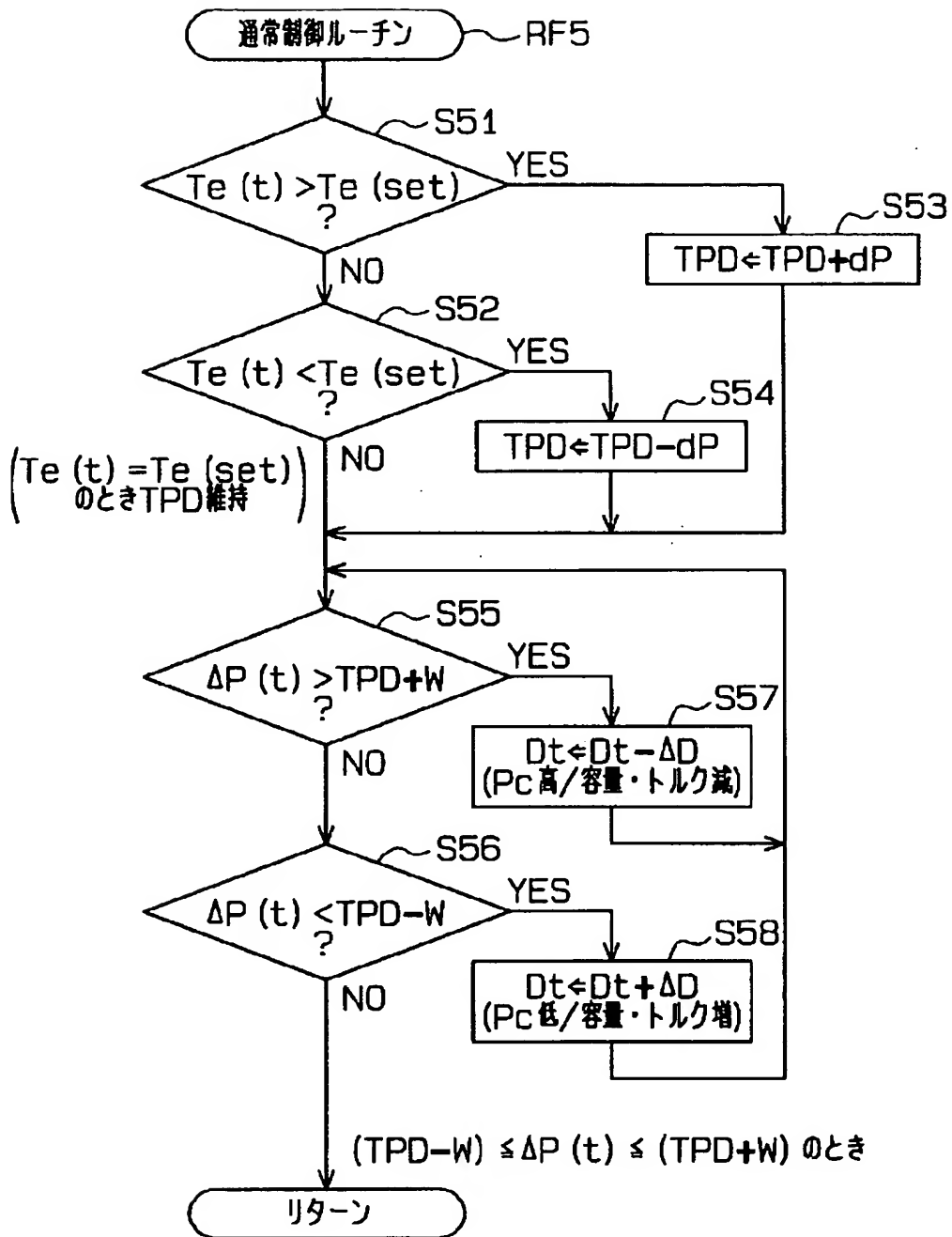
```

graph TD
    Start([アイリング検査・調整ルーチン ~ RF6]) --> S61{NE < IDmin ? ~ S61}
    S61 -- YES --> S63[Dt ← Dt (min) ~ S63]
    S63 --> S61
    S61 -- NO --> S62{IDmax < NE ? ~ S62}
    S62 -- YES --> S64[Dt ← Dt + ΔD  
但し、DtはDt (max) を越えず ~ S64]
    S64 --> S61
    S62 -- NO --> End([リターン])
    
```

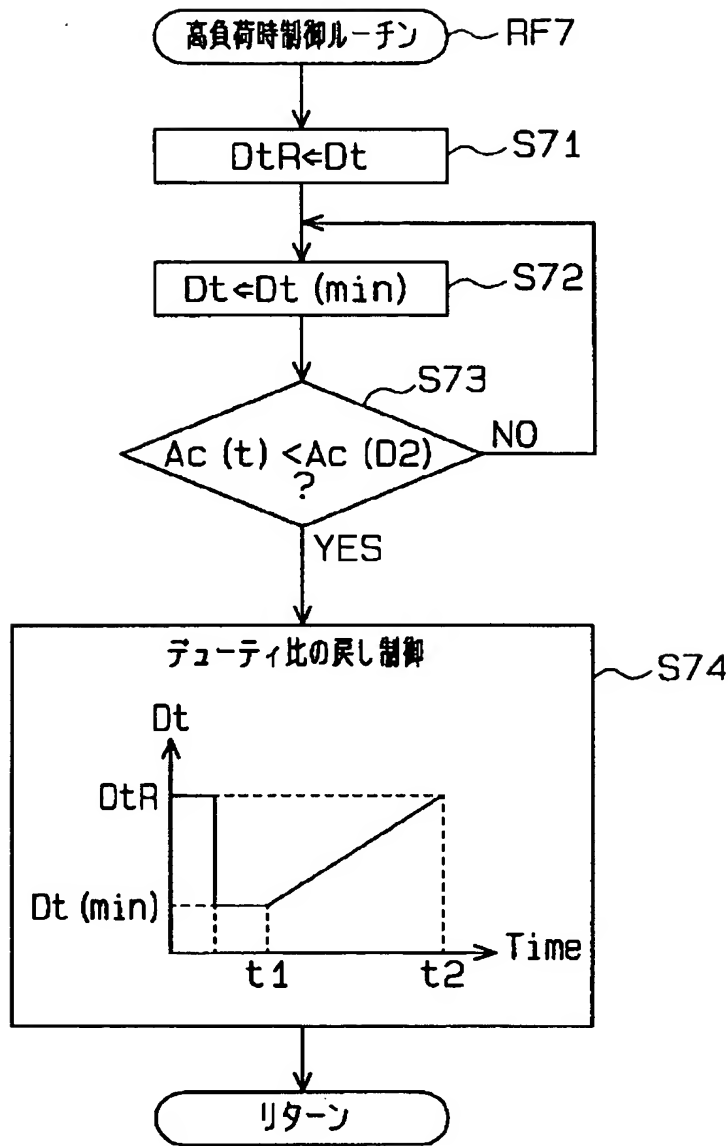
【図4】



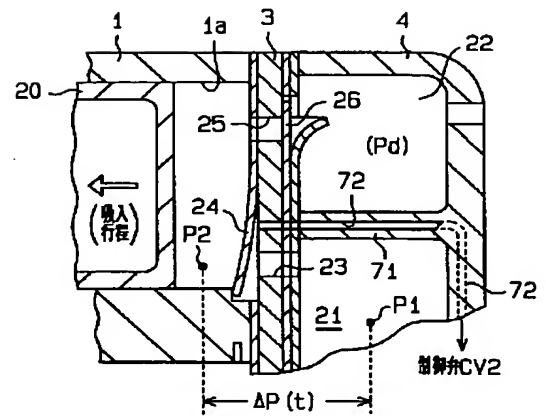
【図5】



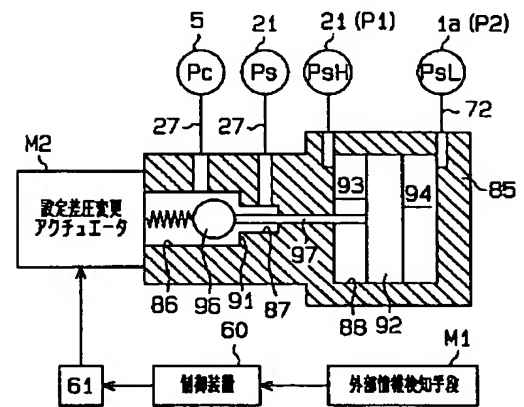
【図 7】



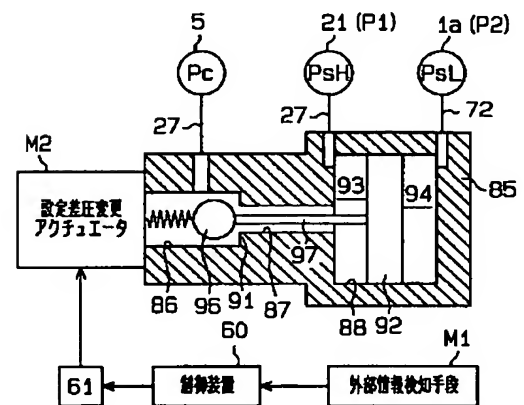
【図 12】



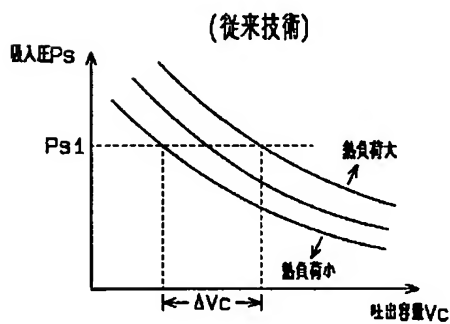
【図 19】



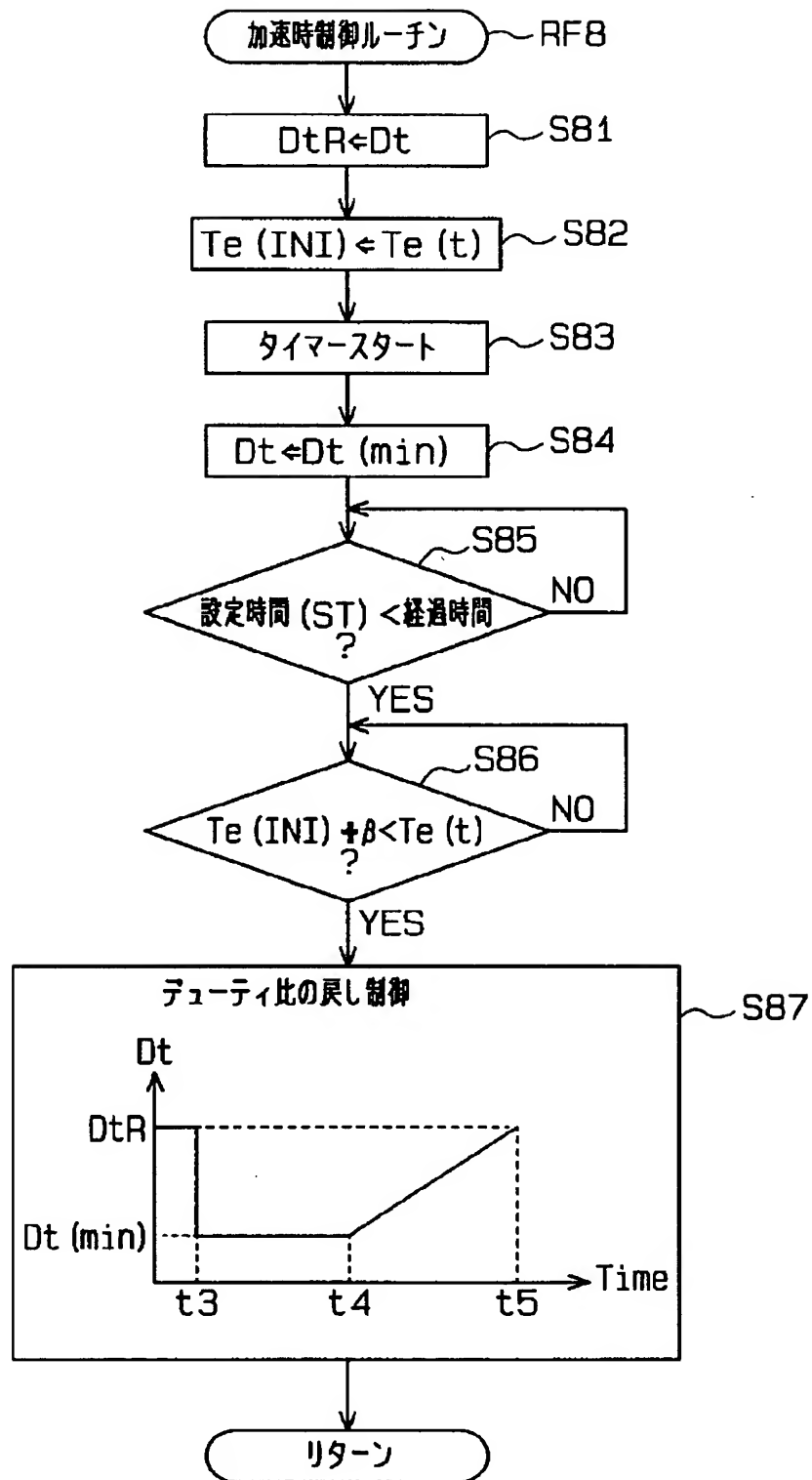
【図 20】



【図 22】

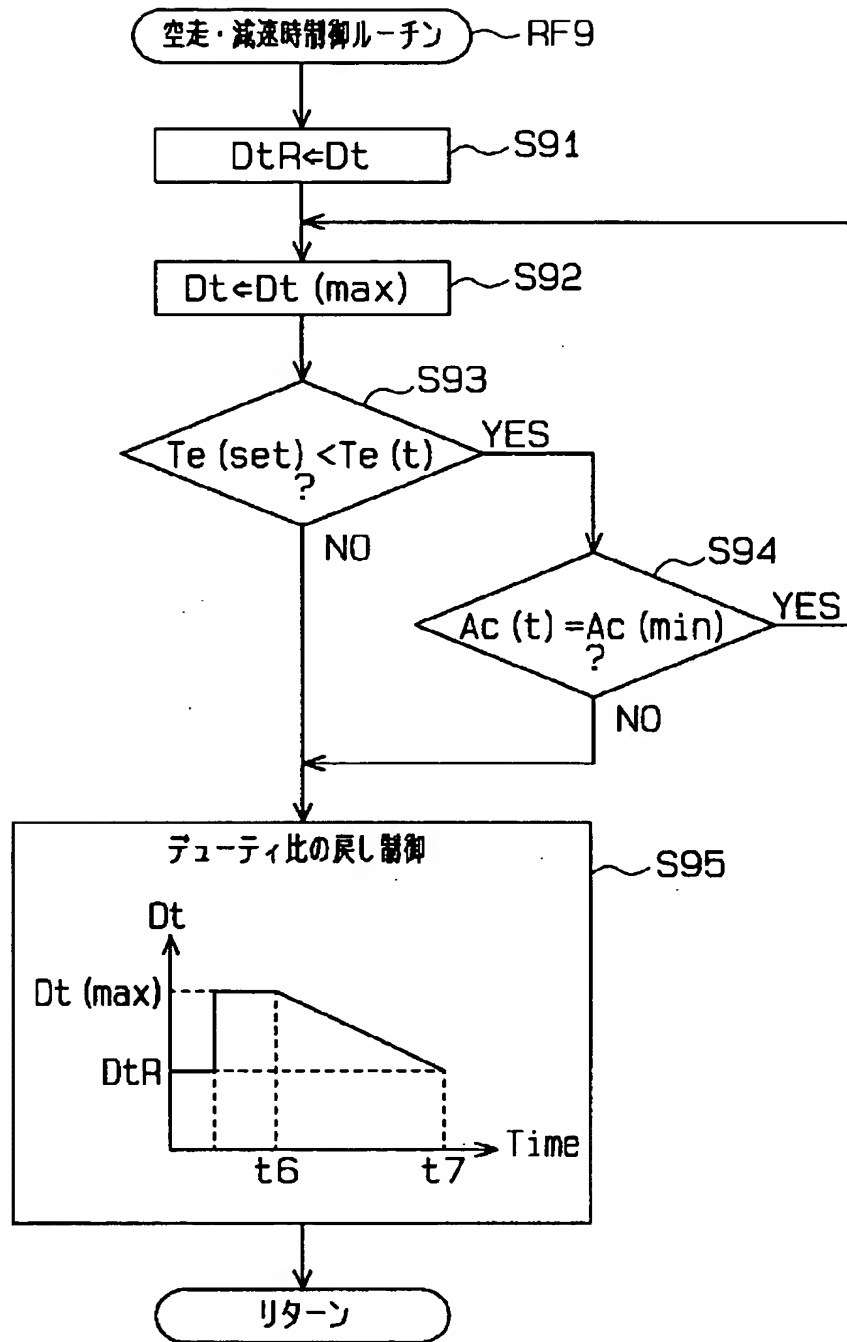


【図 8】

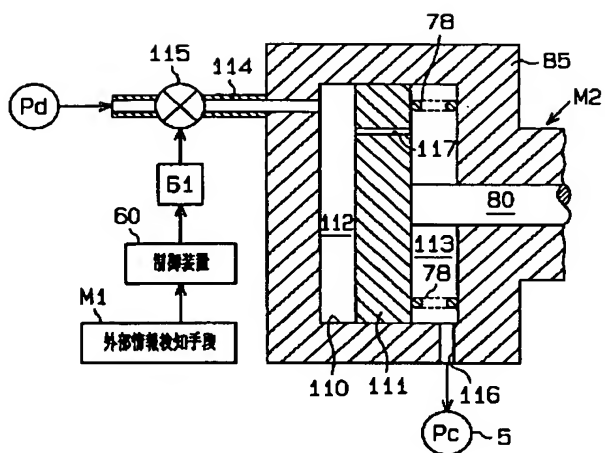




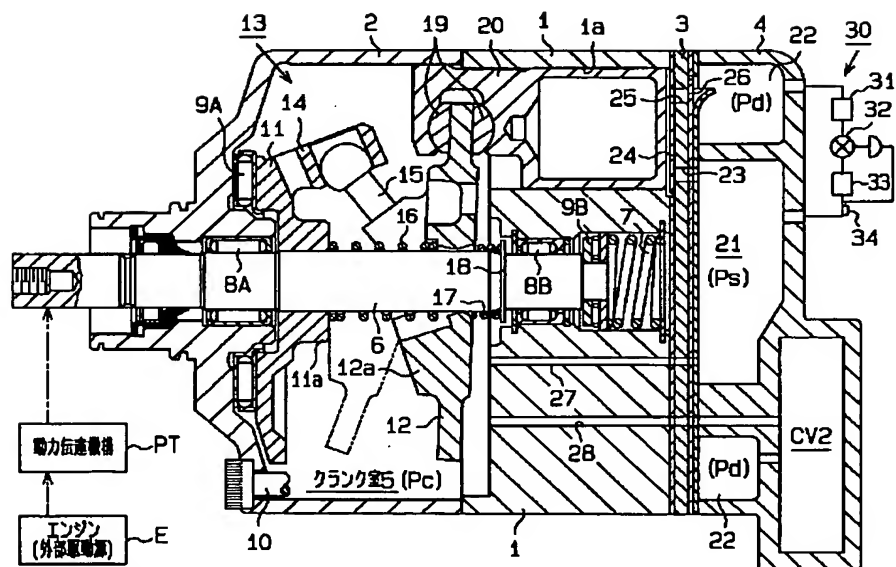
【図9】



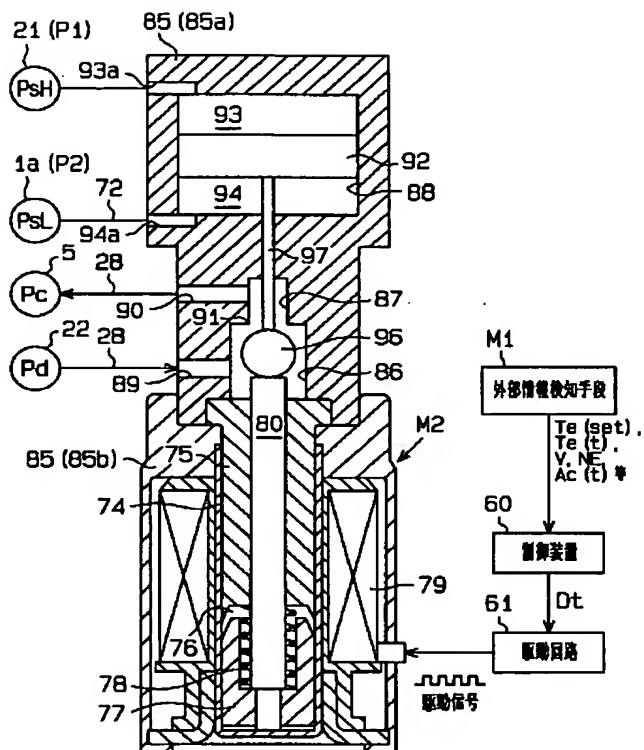
【图 2 1】



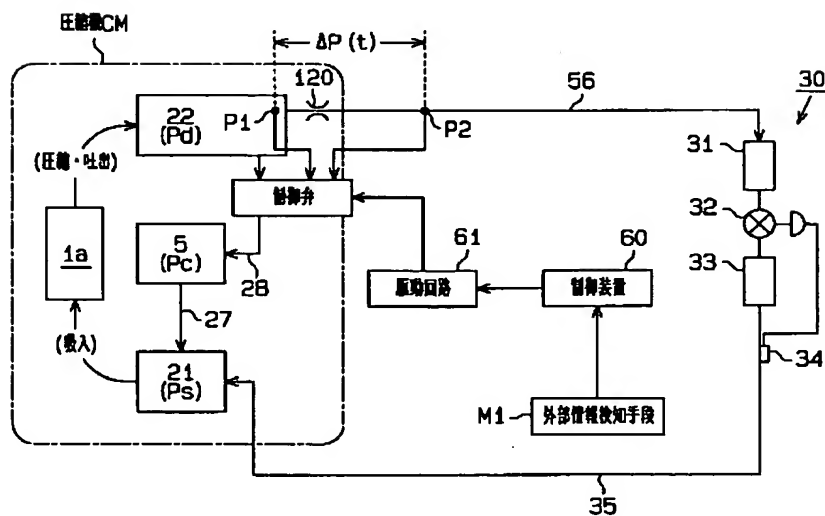
【図 1 1】



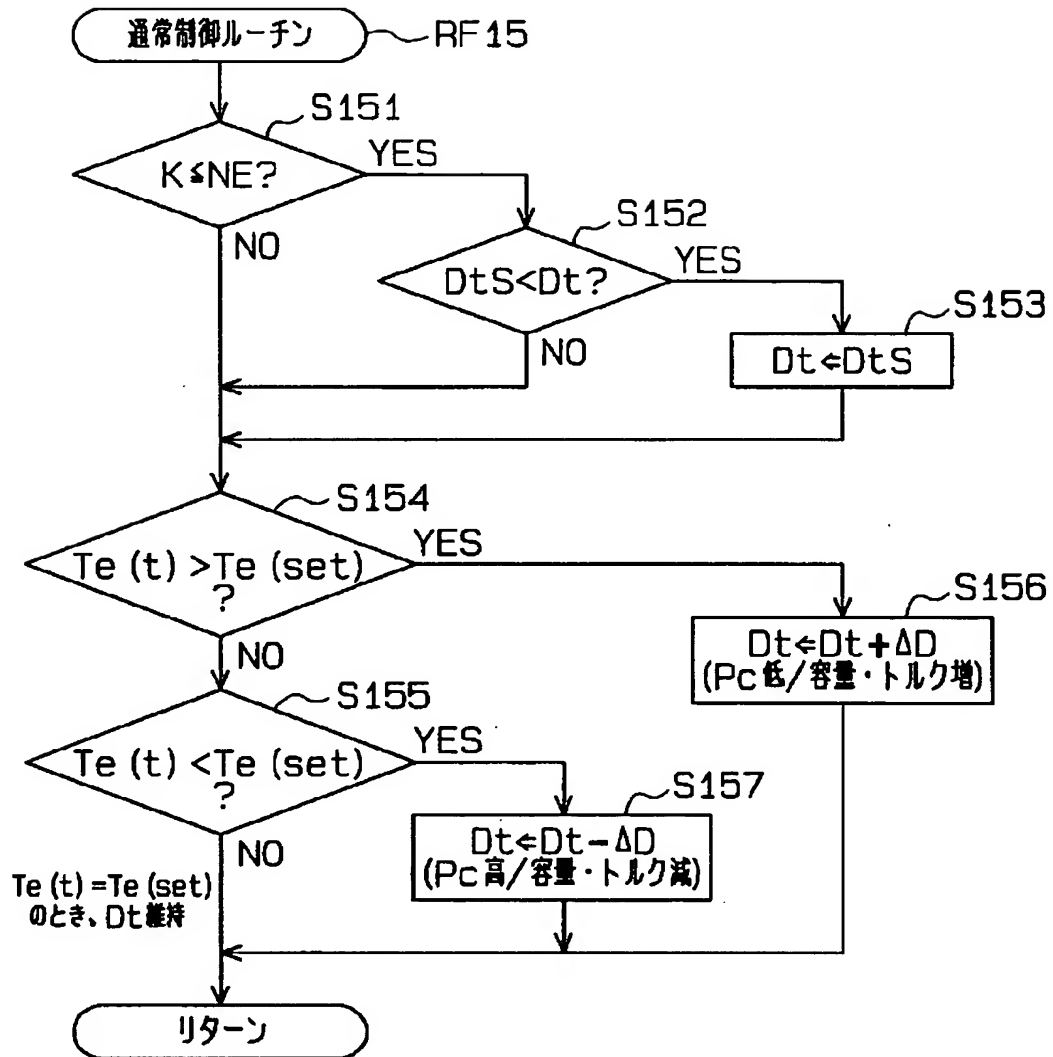
【图 16】



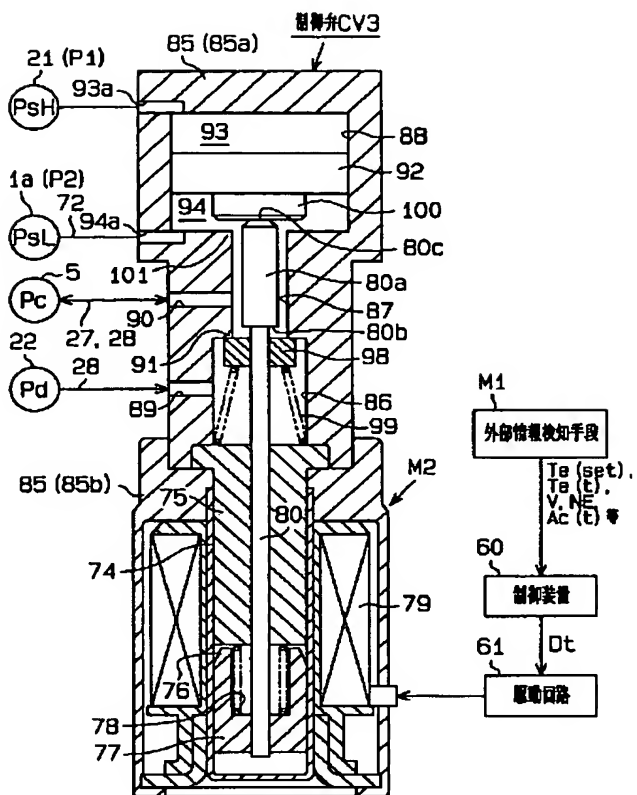
【図 23】



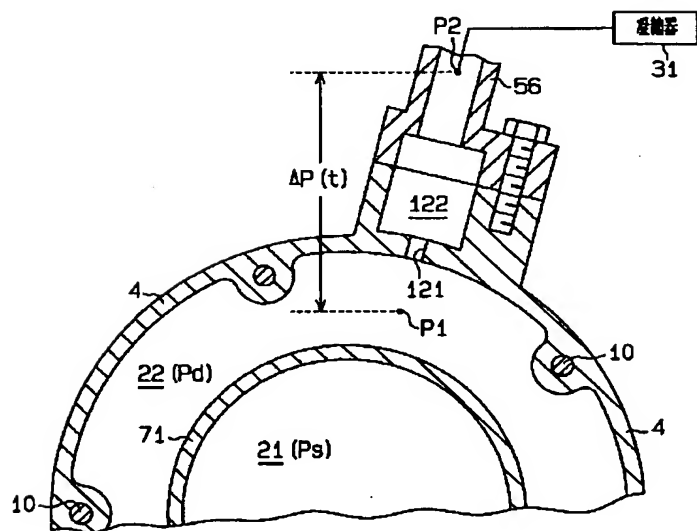
【図15】



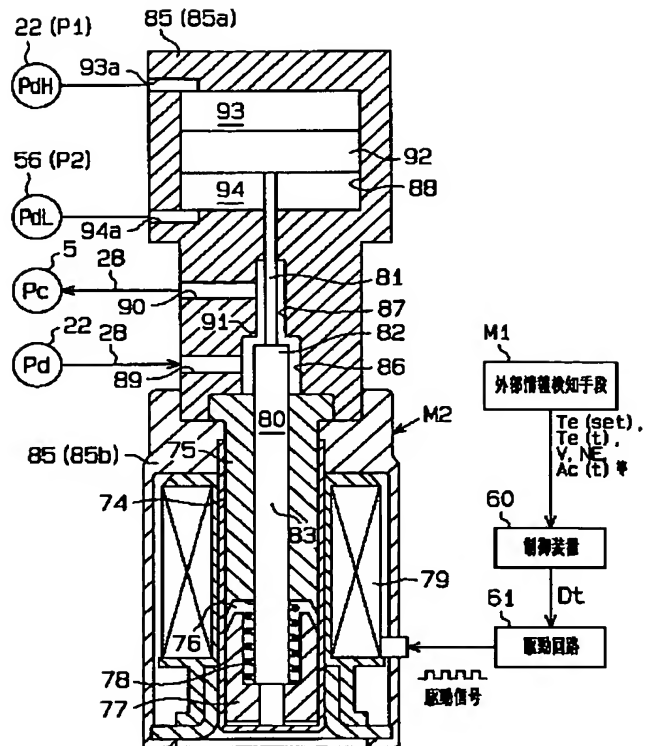
【图 18】



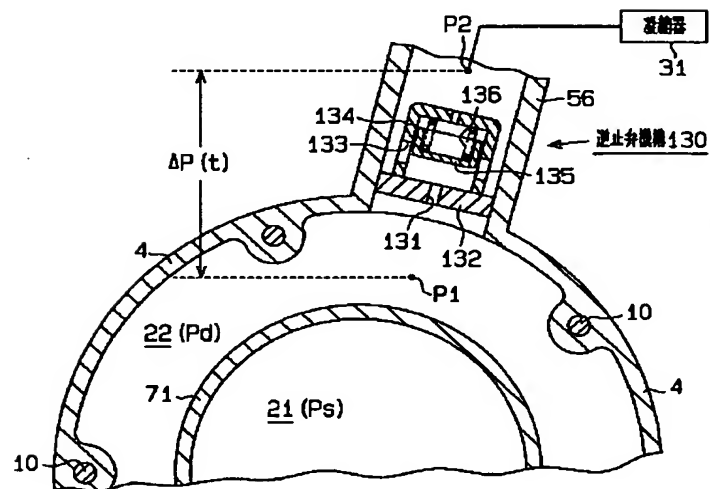
【図 2 5】



【図24】



【図26】



フロントページの続き

(72)発明者 水藤 健  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 松原 亮  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 安谷屋 拓  
愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

F ターム(参考) 3H045 AA04 AA27 BA12 BA28 BA31  
BA41 CA01 CA07 CA13 CA24  
CA29 DA25 DA47 EA04 EA13  
EA14 EA33 EA34 EA42  
3H076 AA06 BB32 BB35 BB43 CC44  
CC83 CC91